



Bc. Vítězslav Filip

# Úprava výrobní linky MBH hadic

## Modification of the MBH Hose Production Line

Diplomová práce

Vedoucí práce:  
doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Ostrava 2021

**Bibliografický záznam**

Autor: Bc. Vítězslav Filip, FIL0113

Název práce: Úprava výrobní linky MBH hadic

Studijní program: B2341 Strojírenství

Vedoucí práce: doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Akademický rok: 2020/2021

Počet stran: 69

Klíčová slova: manipulátor, svitky, linka, kabina, kladkostroj, efektor

## **ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE**

FILIP, V. *Úprava výrobní linky MBH hadic*: diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra konstruování – 340, 2021, 69 s. Vedoucí práce: FRIES, J.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem zařízení určeného pro manipulaci s těžšími svitky na výrobní lince MBH hadic. V úvodu práce je vypracována rešerše s důrazem na vysvětlení pojmu manipulace a jeho významu, uvedení přípustných hygienických limitů pro manipulaci s břemeny při práci a popsání kladkostrojů. Následuje představení pracoviště, pro které je diplomová práce řešena. Vysvětlená je nejen jeho funkce, ale také hlavně vzniklá slabina během výrobního procesu hadice, v jejíž důsledku je obsluha přetěžována. Následuje nabídnuté konstrukční řešení zařízení, které má za cíl daný problém z linky odstranit. Jednotlivé navržené konstrukční uzly jsou buďto podmíněné výpočty, nebo ověřené pevnostními kontrolami. Součástí práce je taktéž příslušná kompletní výkresová dokumentace.

## **ANNOTATION OF BACHELOR THESIS**

FILIP, V. *Modification of the MBH Hose Production Line*: Master Thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Engineering, Department of Machine and Industrial Design – 340, 2021, 69 pages. Supervisor: FRIES, J.

This thesis work deals with the constructive proposal for a device, dedicated to manipulation with heavier coils on a production line for MBH hoses. The introduction of the thesis contains a research with an emphasis on explaining the concept of manipulation and its meaning, introducing the permissible hygienic limits for manipulation with burdens during work, and describing hoists. Then follows a presentation of the workplace, which the thesis is being made for. There will be a description not only of its function, but also how the main weakness of the production process of hose appears, a consequence of which is the overload of the worker at the line. After that there's a constructive proposal for the device itself, which aims to eliminate this problem from the production line. Each of the proposed constructive subassemblies is chosen either based on certain calculations or based on strength tests. The relevant drawing documentation is attached to the work.

# Obsah

<b>Seznam použitých označení .....</b>	<b>5</b>
<b>Úvod .....</b>	<b>7</b>
<b>1 Rešerše dané problematiky .....</b>	<b>8</b>
1.1 Ruční manipulace .....	8
1.2 Manipulační prostředky a zařízení .....	10
1.2.1 Rozdělení kladkostrojů .....	12
1.2.2 Tržní průzkum kladkostrojů .....	17
<b>2 Popis výrobní linky MBH hadic a její funkce .....</b>	<b>19</b>
<b>3 Konstrukční návrh zařízení s výpočtovou částí .....</b>	<b>22</b>
3.1 Návrh efektoru .....	23
3.1.1 Výpočet převodové funkce .....	24
3.1.2 Stanovení potřebné uchopovací síly .....	27
3.1.3 Stanovení pohonu .....	28
3.1.4 Pevnostní kontrola .....	30
3.2 Návrh uchycení .....	39
3.2.1 Konstrukční uspořádání spodní části uchycení .....	40
3.2.2 Přichycení celku k řetězu .....	42
3.2.3 Konstrukční uspořádání horní části uchycení .....	44
3.2.4 Stanovení úhlu natočení (zhoupnutí) efektoru .....	45
3.3 Volba kladkostroje a návrh nosníku .....	49
3.3.1 Stanovení nosníku .....	51
3.3.2 Experimentální simulace chování řetězu .....	54
3.4 Nástavba a umístění manipulátoru na rám kabiny .....	55
3.4.1 Konstrukce nástavby (stojanu) .....	57
3.4.2 Spojení stojanu s nosníkem .....	57
3.4.3 Připevnění celkového zařízení na rám kabiny .....	59
3.5 Zajištění efektoru během jeho nepoužívání .....	60
3.6 Umístění ovládacích prvků .....	61
<b>4 Závěr .....</b>	<b>63</b>
<b>5 Literatura .....</b>	<b>65</b>
<b>6 Seznam příloh .....</b>	<b>67</b>

## Seznam použitých označení

$C_o$	základní statická únosnost	[kN]
$D$	průměr pístu	[mm]
$E$	modul pružnosti v tahu	[GPa]
$F$	síla na pístu	[N]
$F_c$	celková zátěžná síla působící na nosník	[N]
$F_h$	horizontální síla	[N]
$F_t$	tahová síla v táhlu	[N]
$F_u$	uchopovací síla	[N]
$F_z$	celková zátěžná síla působící na čep	[N]
$G$	tíha	[N]
$J$	moment setrvačnosti průřezu	[cm <sup>4</sup> ]
$M_o$	ohybový moment	[Nm]
$M_u$	utahovací moment	[Nm]
$R$	vzdálenost	[m]
$R_A$	výsledná reakce v radiálním směru	[N]
$R_{a_y}$	výsledná reakce v pevné podpoře v radiálním směru	[N]
$R_{b_y}$	výsledná reakce v pevné podpoře v radiálním směru	[N]
$R_e$	mez kluzu	[MPa]
$S$	plocha pístu	[m <sup>2</sup> ]
$S_p$	styčná plocha	[mm <sup>2</sup> ]
$S_{sk}$	skutečná plocha mezikružích válců	[m <sup>2</sup> ]
$T$	perioda, těžiště	[s]
$W_o$	průřezový modul odporu v ohybu	[mm <sup>3</sup> ]
$a$	vzdálenost	[mm]
$a_h$	horizontální zrychlení	[m·s <sup>-2</sup> ]
$a_t$	tečné zrychlení	[m·s <sup>-2</sup> ]
$a_v$	vertikální zrychlení	[m·s <sup>-2</sup> ]
$b$	vzdálenost	[mm]
$c$	vzdálenost	[mm]

---

$d$	průměr čepu	[mm]
$e$	vzdálenost	[mm]
$f$	součinitel tření, vzdálenost	[-], [mm]
$g$	gravitační zrychlení	[m·s <sup>-2</sup> ]
$k$	koeficient bezpečnosti	[-]
$k_s$	statická bezpečnost	[-]
$l$	délka	[m]
$m_{\check{c}}$	hmotnost člověka	[kg]
$m_e$	hmotnost efektoru	[kg]
$m_s$	hmotnost svitku	[kg]
$p$	tlak ve válci, měrný tlak v příčnici a táhlu	[MPa]
$p_D$	dovolený měrný tlak	[MPa]
$r$	vzdálenost	[m]
$w$	průhyb	[mm]
$x$	vzdálenost	[mm]
$y$	vzdálenost	[mm]
$\alpha$	úhel	[°]
$\beta$	úhel	[°]
$\gamma$	úhel	[°]
$\delta$	úhel	[°]
$\varepsilon$	úhlové zrychlení	[rad·s <sup>-2</sup> ]
$\pi$	Ludolfovo číslo	[-]
$\sigma_o$	ohybové napětí	[MPa]
$\sigma_{RED}$	redukované napětí	[MPa]
$\tau$	smykové napětí	[MPa]
$\varphi$	úhel	[°]
$\omega$	úhlová rychlost	[rad·s <sup>-1</sup> ]

---

## Úvod

Známý americký průkopník v automobilismu Henry Ford kdysi poznamenal: „Nikdy nebude vynalezen systém, který by zcela odstranil nutnost pracovat.“ Ač je tento jeho vyřčený výrok poněkud diskutabilní, fakta mu dávají v současnosti za pravdu. Prakticky ve všech firmách je lidská činnost stále nenahraditelná, a to i přesto, že se od 20. století plošně zavádí automatizace výroby v moderním slova smyslu. Ne jinak je tomu ve firmě Semperflex Optimit, s.r.o., specializující se na produkci různého sortimentu hadic, kde lidé hrají ve výrobě hlavní prim. Aby se všeobecně cítili v zaměstnání dobře, je zapotřebí jim práci mimo jiné maximálně ulehčit.

Přesně tuto myšlenku reflektuje Vámi čtená diplomová práce. Jejím cílem je pro zmíněnou firmu navrhnout takové zařízení, které bude schopné obsluze ulevit od námahy na výrobní lince MBH hadic. Zaručí manipulaci s těžkými svitky, které doteď museli přenášet lidé ve stroji ručně. Navržené zařízení, jež se dá nazvat manipulátorem, je koncipováno tak, aby umožňovalo snadné ovládání i snadnou montáž či demontáž z rámu stroje.

Svitky jsou polotovary vznikající ve stejné firmě, ale na jiném stroji. Souvislý pás z pryže se nařeže na dané množství pásků o určité šířce a tloušťce a poté, co se od sebe oddělí, se každý pásek namotá na příslušnou cívku. Výstupem je právě vzniklý svitek, tedy svinutý pás proužku na cívce. Samotným oddělováním těchto pásků jsem se zabýval ve své bakalářské práci, nyní mám za úkol s těmito svitky operovat na daném pracovišti na uvedené lince. Podnětem této práce bylo zvýšit komfort obsluze, což mé nabízené řešení splňuje.



## 1 Rešerše dané problematiky

Manipulace s materiálem je odborné přemísťování, ložení a usměrňování materiálu ve výrobě, oběhu a skladování. Jedná se vlastně o souhrn operací skládajících se převážně z nakládky, přepravy, vykládky, tedy z dopravy materiálu, polotovarů, z technologických manipulací, vážení, balení, třídění, dávkování, měření a počítání kvantity a z manipulace s odpadem [3].

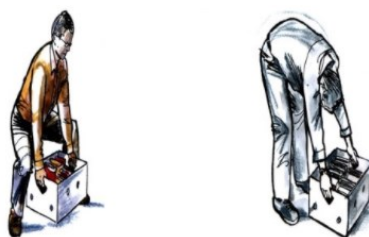
Dle poznámek z učiva je jeho význam podložený následujícími fakty [4]:

- z celkové průběžné doby výroby připadá na manipulaci s materiálem 20 až 90 %,
- na jednu technologickou operaci připadá 2 až 6 operací manipulačních,
- ve firmách pracuje na úseku manipulace s materiálem 20 až 50 % dělníků,
- je stále fyzicky nejnamáhavější částí strojírenské výroby,
- jedná se o oblast s největší úrazovostí a s největší ztrátou hodnot.

Z těchto bodů je možno si uvědomit, jakou neodmyslitelnou součástí každodenního života manipulace s materiálem (břemeny) ve skutečnosti je. Setkáváme se s ní nejen ve svém zaměstnání. Vykonáváme ji dnes a denně. Proto bylo namístě stanovit k této činnosti platné normy, pro zachování bezpečnosti a zdraví při práci jsou pak předepsané určité paragrafy, pravidla, nařízení či doporučení.

### 1.1 Ruční manipulace

U ruční manipulace je důležité zmínit požadavek klást důraz na bezpečnost a ochranu zdraví. Zejména významné je upozornit na správný postup zvedání břemene, neboť při tomto úkonu vzniká časté zranění. Vyhovující provedení od toho nevhodného je zobrazeno na následujícím obrázku.



Obr. 1 Správné (vlevo) a nesprávné (vpravo) provedení zvedání břemene [8]

Co se týče hygienických limitů pro zvedání břemen v práci, určuje je § 29 nařízení vlády č. 361/2007 Sb. Toto nařízení je jak pro zaměstnance, tak zaměstnavatele klíčové. Níže jsou uvedené v přehledných tabulkách maximální dovolené hygienické limity.

Přípustné hygienické limity pro hmotnost ručně manipulovaného břemene jsou předloženy v tabulce 1:

*Tabulka 1 Hygienické limity pro ruční manipulování s břemeny*

		Ruční manipulování s břemeny			
		občasné <sup>1</sup> [kg]	časté <sup>2</sup> [kg]	vsedě [kg]	za směnu <sup>3</sup> [kg]
MUŽI	-	50	30	5	10 000
ŽENY	-	20	15	3	6 500
TĚHOTNÉ ŽENY	-	10	5	2	2 000
MLADISTVÍ	MUŽI	20	15	4,5	5 500
ZAMĚSTNANCI	ŽENY	15	10	2,5	4 000

Pozn. Hmotnost břemen a podmínky ruční manipulace s břemeny těhotnými ženami, kojícími ženami, matkami do konce devátého měsíce po porodu a mladistvými upravuje Vyhláška č. 180/2015 Sb.

Přípustné hygienické limity pro tažné a tlačné síly při manipulaci s břemenem pomocí jednoduchého bezmotorového prostředku jsou zaznamenány v tabulce 2:

*Tabulka 2 Hygienické limity zohledňující tažení a tlačení břemene vozíkem*

	Maximální síly pro přepravu břemen ručním vozíkem	
	tlačení [N]	tažení [N]
MUŽ	310	280
ŽENA	250	220

Dojde-li k přesáhnutí hygienických limitů, je potřeba provést opatření v podobě bezpečnostních přestávek, a to v trvání 5 až 10 minut po každých 2 hodinách od započetí výkonu práce, nebo musí být zajištěno střídání činností nebo zaměstnanců.

<sup>1</sup> zvedání a přenášení břemene nepřesahující celkem 30 minut v osmihodinové směně

<sup>2</sup> zvedání a přenášení břemene přesahující celkem 30 minut v osmihodinové směně

<sup>3</sup> součet hmotností manipulovaných břemen během osmihodinové směny

## 1.2 Manipulační prostředky a zařízení

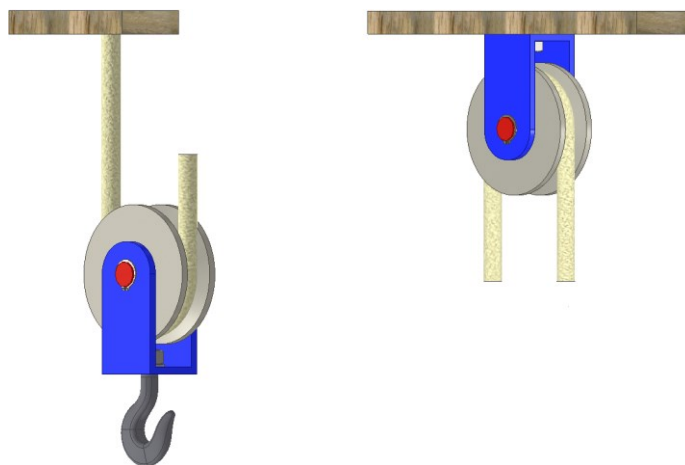
Využívají se při potřebě manipulace s materiálem či břemeny, kdy ruční manipulace není možná nebo vhodná z jakéhokoliv důvodu. Může se jednat o přepravní prostředky jako jsou obaly, palety, kontejnery, ale také o dopravníky, lanovky, roboty a manipulátory, vozíky, jeřáby, výtahy nebo kladkostroje.

Právě kladkostroji se budu dále v rešerši důkladněji zabývat, neboť jeden bude součástí mého zařízení. Provedu jejich rozdělení a také jejich tržní průzkum.

### Kladkostroj

Kladkostroj je jednoduchý stroj sloužící ke zvedání a spouštění zavěšených břemen. Vyznačuje se malými rozměry a hmotností, nejčastěji se zavěšuje závěsným hákem na nosnou konstrukci nebo pojízděcí kočku. Ke své funkci využívá tažný element (lano, řetěz), jenž propojuje systém kladek – a to vždy alespoň jednu kladku pevnou a jednu kladku volnou. Využívá se jejich účinků. Účinek pevné kladky je pouze ve změně směru vedení tažného elementu, kdežto volná kladka mění i výslednou sílu. Čím více volných kladek zařízení obsahuje, tím nižší výsledná síla je. Účelem kladkostroje je tedy snižovat sílu působící v laně (řetězu) tím, že ji rozloží na jednotlivé prameny lana (řetězu) v kladkostroji.

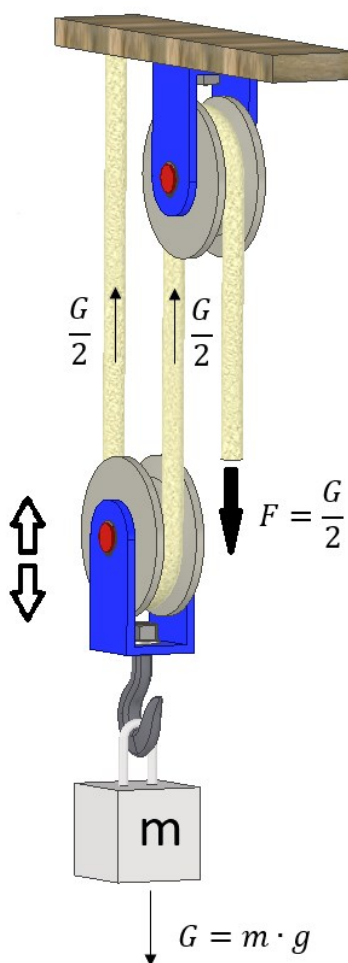
Rozdíl mezi kladkou pevnou a kladkou volnou demonstruje obrázek 2. Zatímco pevná kladka je upevněna trvale na jednom místě a pouze se otáčí kolem osy čepu, ta volná se otáčí, a ještě se i zároveň posunuje v přímočarém pohybu.



Obr. 2 Druhy kladek: vlevo kladka volná, vpravo kladka pevná

Další obrázek znázorňuje použití těchto kladek a vznik jednoduchého kladkostroje. 3D model zobrazující rozbor sil v laně při zavěšení břemene o hmotnosti  $m$  jsem vymodeloval pomocí programu Inventor Professional 2020 od firmy Autodesk. Jak je patrné, pro zvednutí břemene je zapotřebí u tohoto kladkostroje, i s uvažáním jeho účinnosti, vyvinout sílu  $F$  větší, než je polovina tíhy břemene  $G$ . Mohlo by se tak zdát, že nám kladkostroje práci ulehčují. Opak je ale pravdou. Práci neulehčují, pouze snižují sílu potřebnou ke zvedání ve stejném poměru, jako prodlužují dráhu její působení (snižená síla působí na delší dráze čili práce je vždy stejná).

Zároveň je u této koncepce dosaženo lanového převodu 2/1 (počet nosných průřezů lana ku počtu větví lanového převodu), což je velmi důležitý údaj pro navržení zdvihacího mechanismu skládajícího se nejen z kladkostroje, ale také z motoru, spojky, brzdy, převodové skříně a lanového bubnu. Lanový převod totiž způsobuje změnu rychlosti navíjení lana na buben.



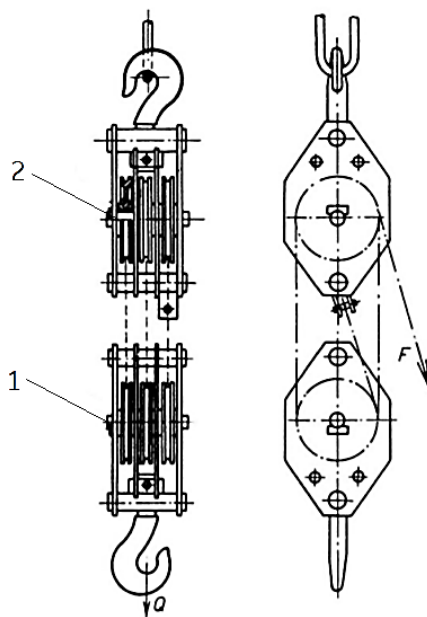
Obr. 3 Kladkostroj s jednou kladkou volnou a jednou kladkou pevnou

### 1.2.1 Rozdělení kladkostrojů

<i>Druh pohonu</i>	<i>Typ tažného elementu</i>	<i>Podle konstrukce</i>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• ruční</li> <li>• elektrický</li> <li>• vzduchový</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• lanový</li> <li>• řetězový</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• násobné</li> <li>• šroubové</li> <li>• s čelními koly</li> <li>• diferenciální</li> <li>• kladkostroje</li> <li>řehťákové</li> </ul>

#### a) Násobné kladkostroje

Kladkostroje násobné používají nejvýše tři kladky na kladnici, přičemž účinnost jedné kladky je v rozmezí 0,96 až 0,98. Je tvořen ohebným zvedacím členem (buďto je zde zřídka použitý řetěz, většinou jsou však užita konopná, nebo ocelová lana, pomocí kterých se zvedá břemeno do výšky), nepohyblivou a pohyblivou částí. Tyto kladkostroje bývají součástí zdvihacího mechanismu u jeřábů, rypadel a dalších strojů. Výhodou je malá vstupní síla ke zvednutí těžkých břemen [5].



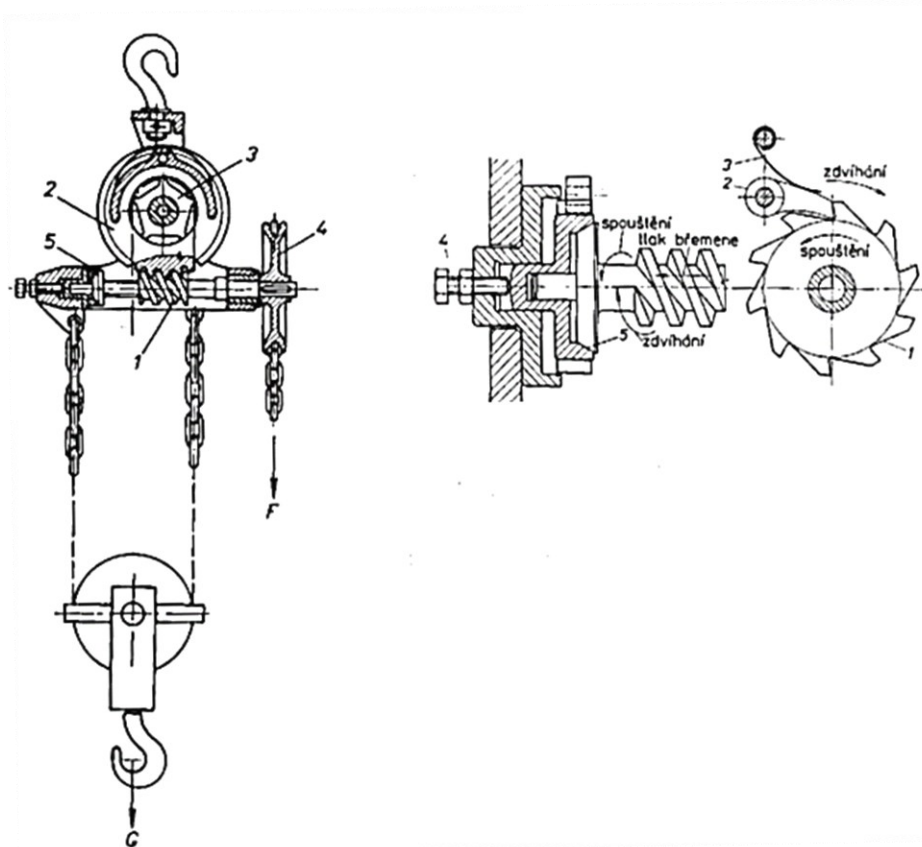
Obr. 4 Kladkostroj násobný se třemi kladkami [9]

1 – kladnice volná, 2 – kladnice pevná

b) Šroubové (šnekové) kladkostroje

Tento druh kladkostroje je specifický svým šnekovým převodovým ústrojím. Na téže hřídeli je připojeno řetězové kolo, na kterém se otáčí ruční řetěz. Tento řetěz pohání celý mechanismus. Se šnekem je spojena řetězová kladka, na které je umístěn nosný řetěz. Na jednom konci řetězu je hák pro umístění břemene. Druhý konec je pevně spojen s konstrukcí kladkostroje [5].

Druhá strana hřídele je ukončená kuželem. Tíha zavěšeného břemene působí na řetězovou kladku, která je pevně spojena se šnekovým kolem a to, snahou otáčet se, předává skrz šnekového převodového ústrojí hřídeli osovou sílu, což má za následek opírání kužele do dutiny rohatky a vzniku tření. Otáčení této soustavy však znemožňuje západka. Tímto popsaným způsobem funguje samočinný brzdící mechanismus šnekového kladkostroje. Samovolné spouštění břemene tak není možné.



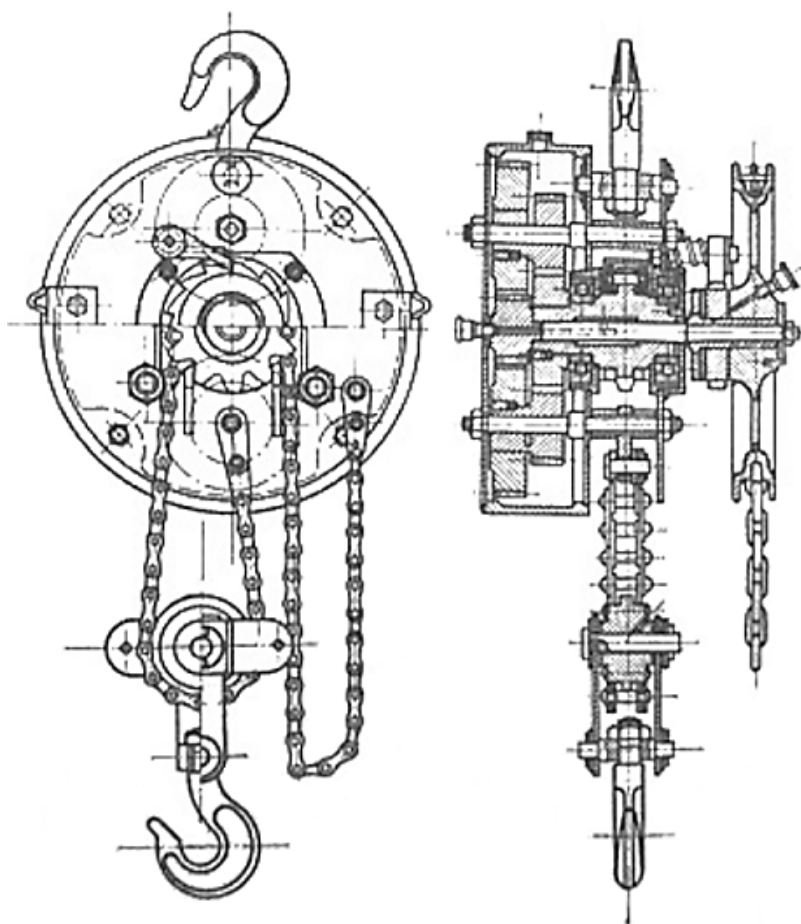
Obr. 5 Šroubový kladkostroj se samočinnou spouštěcí brzdou [9]

Kladkostroj: 1 – šnek, 2 – šnekové kolo, 3 – řetězová kladka, 4 – řetězové kolo, 5 – brzda

Brzda: 1 – rohatka, 2 – západka, 3 – pružina, 4 – opěrný šroub, 5 – kuželová třecí spojka

c) Kladkostroje s čelními koly

U těchto kladkostrojů se vyskytují dva až tři páry ozubených kol v převodovém ústrojí. Mohou se zde vyskytovat i soukolí planetová. Tyto kladkostroje mají brzdu s pomocným šroubem k samočinnému zadržení břemena. Účinnost těchto kladkostrojů je 0,75 až 0,85. Zvedacím orgánem je svařovaný řetěz. Proti šroubovým kladkostrojům jsou při stejném převodu zpravidla dražší a těžší, mají však lepší účinnost, takže vyžadují menší poháněcí síly [5], [6].

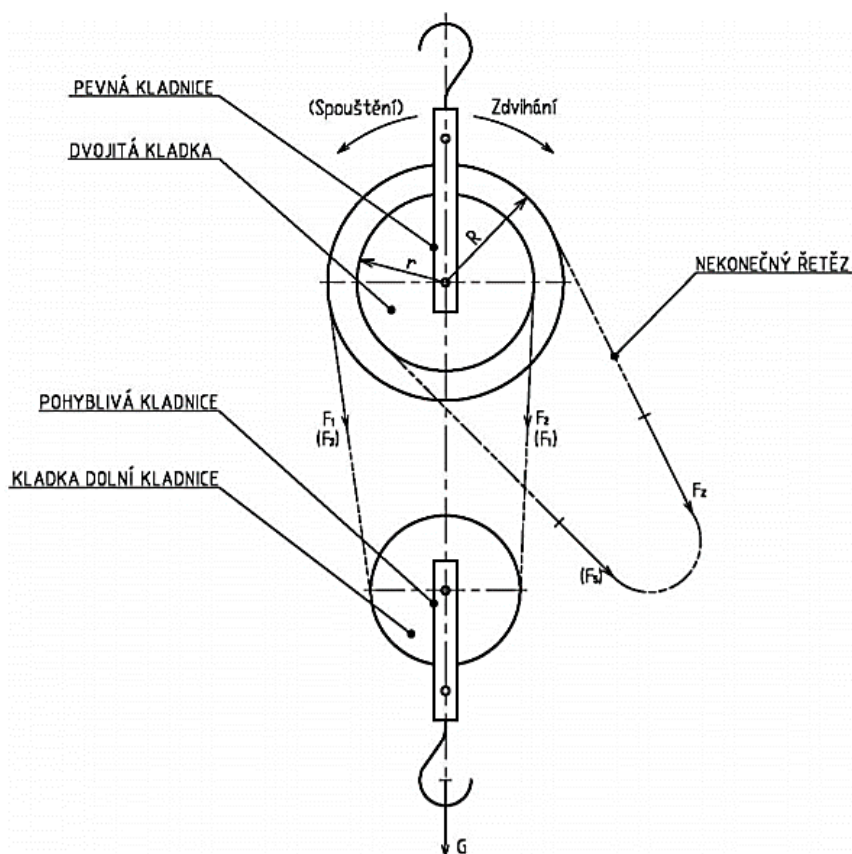


Obr. 6 Kladkostroj s čelními ozubenými koly [5]

d) Diferenciální (Westonův) kladkostroj

Tyto kladkostroje jsou používány pro zdvihání velmi těžkých břemen. Vyznačují se jednoduchostí provedení. Díky třem navzájem jinak velkým ozubeným kolům lze dosáhnout velkých převodových poměrů, které snižují sílu od břemene. To zajišťuje použití menší tažné síly pro zdvih břemene [5].

Skládají se z pohyblivé kladnice, na níž je zavěšeno břemeno, a z pevné kladnice o dvou spolu v jediný celek spojených ozubených kladkách různého poloměru  $R$  a  $r$ . Kolem těchto tří kladek je ovinut nekonečný řetěz tak, že tvoří dvě smyčky. Jedna je obtočená kolem spodní kladky, druhá volná, za jejíž jednu větev se tahá, když se břemeno zdvihá, za druhou, když se spouští. Řetěz je zároveň nosným i poháněcím prvkem. Výhody diferenciálního kladkostroje jsou v jeho značném převodu, samosvornosti a velké jednoduchosti konstrukce. Nevýhodou je poměrně rychlé opotřebování řetězu [7].

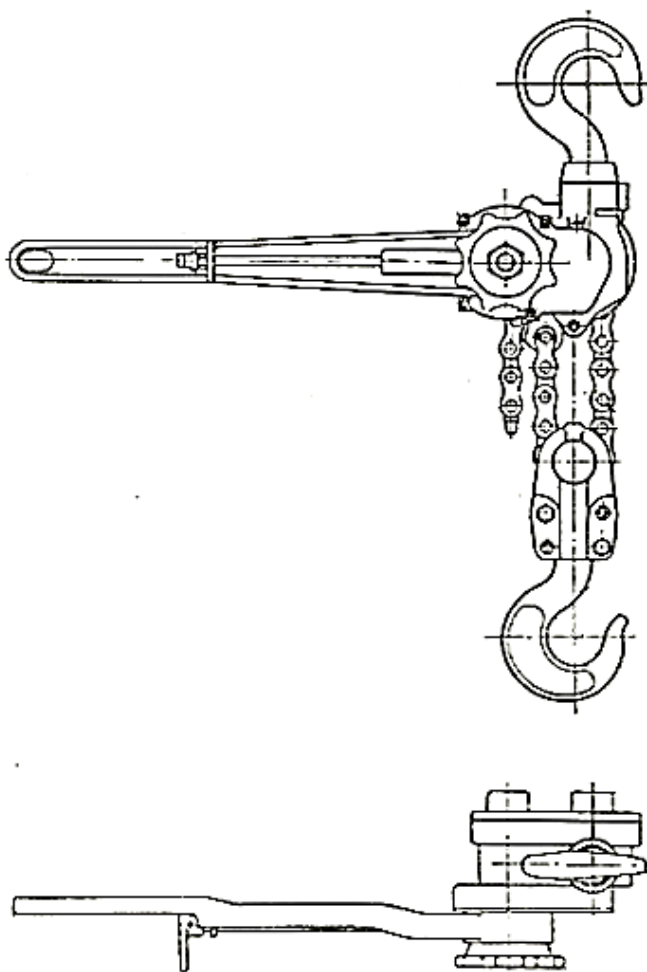


Obr. 7 Diferenciální kladkostroj [7]

#### e) Řehtačkový kladkostroj

Jedná se o kladkostroj pro ruční zvedání, spouštění a přepravu nákladu. Významné použití ve stavebnictví, v hornictví i u spoustu domácích kutilů. Výhodou je jednoduchá konstrukce, snadná přenosnost, odolnost vůči hrubému zacházení, jednoduchá obsluha či minimální nároky na údržbu.



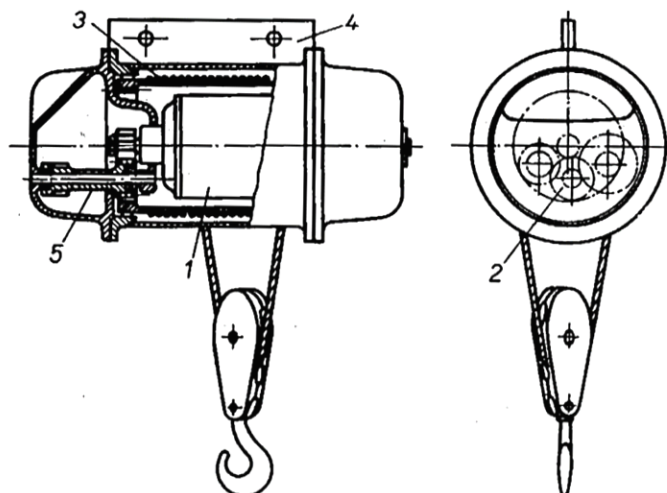


Obr. 8 Řehťákový kladkostroj [6]

Všechny výše detailněji popsané kladkostroje se klasifikují do kategorie ručních kladkostrojů, avšak některé mohou být poháněné i elektricky. Nyní ještě představím vlastní kategorii elektrických kladkostrojů, které se od těch ručních konstrukčně trochu liší.

f) Elektrický kladkostroj

Jsou malá, moderní bubnová zdvihadla s nosností do 5 t a zdvihem do 14 m. Dají se pevně přichytit ke konstrukci a použít jako navijáky, nebo se mohou zavěsit a použít jako kladkostroje. Otáčivý pohyb a mechanická energie se od elektromotoru přenáší převodovým ústrojím na lanový buben, ve kterém bývá zabudována elektromagnetická brzda. Snadné ovládání je zajištěno dálkovým ovládáním, nebo ovládacími tlačítky zespodu konstrukce, což ulehčuje a zrychluje práci [5], [6].



Obr. 9 Elektrický kladkostroj [9]

1 – elektromotor, 2 – převodovka, 3 – buben, 4 – rám, 5 – převodové ústrojí

### 1.2.2 Tržní průzkum kladkostrojů

Na trhu je samozřejmě spousta výrobců zaměřených na kladkostroje. Ku příkladu PODEM, LIFTKET, TOR, Yale či Brano. Kladkostroje od těchto, ale i jiných výrobců lze zavěsit standardně pomocí závěsného háku, nebo vozíku (ruční pastorkový vozík, elektrický pojezdový vozík), viz obrázek 10.



Obr. 10 Typ zavěšení: vlevo elektrický pojezd vozíku, vpravo hákový závěs [10], [11]

Srovnání vybraných výrobců řetězových kladkostrojů v oblasti nosnosti a ceně vyobrazuje tabulka č. 3. Zapsaná data jsou převzata buďto z oficiálních stránek výrobců, nebo z e-shopů, tudíž zejména ceny jsou pouze orientační a je třeba je brát s rezervou.

*Tabulka 3 Rozmezí vyráběné nosnosti kladkostrojů od jednotlivých firem a jejich ceny*

Výrobce	Dostupná nosnost [kg]	Cenové rozmezí [Kč]
LIFTKET	125 – 25 000	28 860 – 628 792
PODEM	125 – 5 000	23 400 – 86 950
TOR	125 – 50 000	1 100 – 105 000
Yale	100 – 50 000	2 720 – 168 870

Pozn. Ceny plně odrážejí druh pohonu a typ konstrukce kladkostroje. Výrobce LIFTKET a PODEM vyrábí jen elektrické, TOR ruční a elektrické a Yale ruční, elektrické, a dokonce i vzduchové kladkostroje.

## 2 Popis výrobní linky MBH hadic a její funkce

Zadané téma diplomové práce se vztahuje na výrobní MBH (Mandrel Build Hoses) linku, která je využívána k výrobě průmyslových hadic. Hlavními částmi linky jsou:

- pojízdná kabina (1), ve které se nachází stojan se svítky a hlava s hřídelí,
- lineární vedení pojezdu (2),
- horní válečková trať (3),
- dolní válečková trať (4),
- opěrné válečky (5),
- regálový sklad s trny.



Obr. 11 Výrobní linka MBH hadic

---

Smyslem tohoto odstavce nebude ani tak popis procesu výroby hadice, jako spíš funkce stroje (linky). Samotná výroba hadice je řízena softwarovým programem. V prvním bodě programu si operátor přes display navolí požadovaný průměr trnu, čímž definuje světlost hadice. Jako trny bývají na tomto stroji využívané svařené ocelové trubky různých průměrů o délce až 60 m. Navolený trn se z regálového skladiště umístěného na konci linky přemístí pomocí mostového jeřábu na dolní válečkovou trať, po které doputuje až k operátorovi operujícího v kabině v počáteční, tedy koncové poloze linky. Poté, co se trn vyhazovacími rameny přemístí na opěrné válečky, proběhne jeho upnutí do sklíčidla. Tím je zajištěn přenos točivého momentu z motoru přes sklíčidlo na trn, který se tak může otáčet. V pojízdné kabině se nachází na stojanu umístěné svitky, řídicí a bezpečnostní prvky a taktéž natáčecí hlava s hřídelí. Výroba pokračuje sejmutím svitku (v této fázi výroby se jedná o gumu namotanou na cívce) ze stojanu a jeho nasazením na hřídel, přičemž konec gumy ze svitku se zase nasadí na trn. Současnou rotací trnu s posuvem kabiny po lineárním vedení vzniká šroubovitě navíjení materiálu. Aby toto navíjení probíhalo správně, musí hlava s hřídelí vykonávat několik funkcí. Za prvé se tento celek musí natáčet v různém úhlu podle potřeby velikosti překrytí namotávané vrstvy. Za druhé je potřeba pevné fixace svitku na hřídeli (nesmí docházet k jeho prokluzu), čehož se docílí mechanicko-vzduchovou aretací. A za třetí úhlová rychlost otáčení hřídele, tudíž i svitku, musí být v každém okamžiku taková, aby byl materiál neustále namotáván v napnutém stavu. Otáčení hřídele kolem své osy pak má za následek odvíjení materiálu z cívky a jeho navíjení na trn. Jako první vzniká duše, která se může skládat až ze tří vrstev namotané gumy. Další vrstvou hadice bývá guma se zalisovaným textilem. Dále se může pro zpevnění hadice namotávat drát se stoupáním v rozmezí od půl až do dvou centimetrů. Poslední vrstvou hadice tvoří obalová guma o různých barvách, dle přání zákazníka. Jakmile je hadice na tomto stroji zhotovená, proběhne její povolení z čelistí sklíčidla. Vyhazovacími rameny je posléze přesunutá na horní válečkovou trať, po které doputuje do skladového prostoru. V dalších operacích se zabandážuje, pošle do kotle za účelem z vulkanizování, zase odbandážuje a nakonec se vytáhne trn. Takto vzniklá hadice je připravena k finálnímu řezání na zákazníkem požadovanou délku a opatřena armatury.

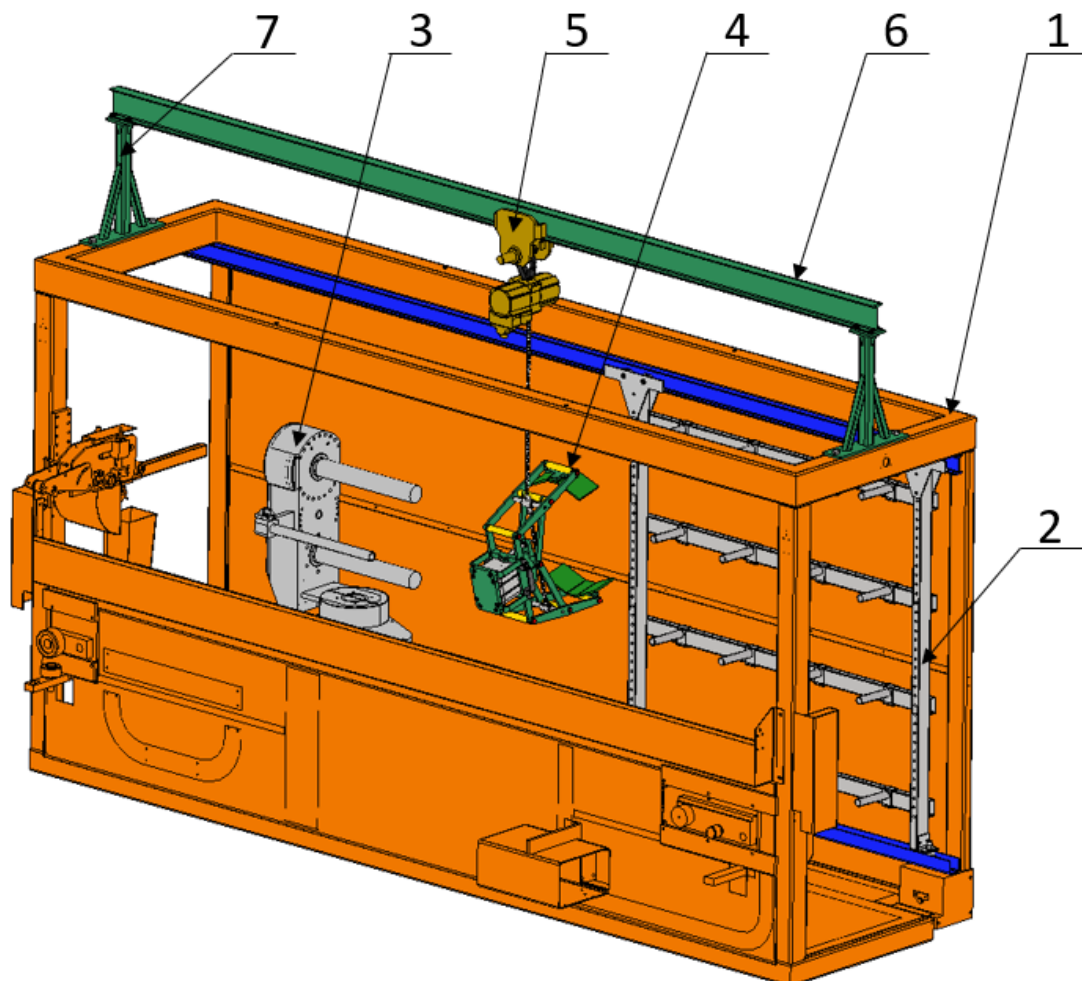
Slabinou ve výrobním procesu hadice na popsaném zařízení byla doposud ruční manipulace se svitky. Její trajektorii začínající stojanem a končící hřídelí znázorňuje

červená šipka na obrázku 11. Zejména významnou zátěž na obsluhu kladlo přemísťování rozměrnějších kusů. Ty největší ( $\varnothing$  500 mm) reálně váží 40 kg, což představuje práci těsně pod hranou hygienických limitů platných pro zvedání břemen. Za účelem ulevení obsluze přednámám na podnět firmy manipulátor, který pokryje přemístění těch problematicky těžkých kusů, přičemž ty lehčí bude obsluha nadále přemísťovat ručně (rychlejší forma při přijatelné zátěži). Návrhem zařízení s příslušnými výpočty se budu zabývat v další kapitole.



### 3 Konstrukční návrh zařízení s výpočtovou částí

Vizualizace zamýšlené podoby linky po zakomponování mnou navrženého zařízení (manipulátoru) je patrná z obrázku níže.



Obr. 12 Kabina linky

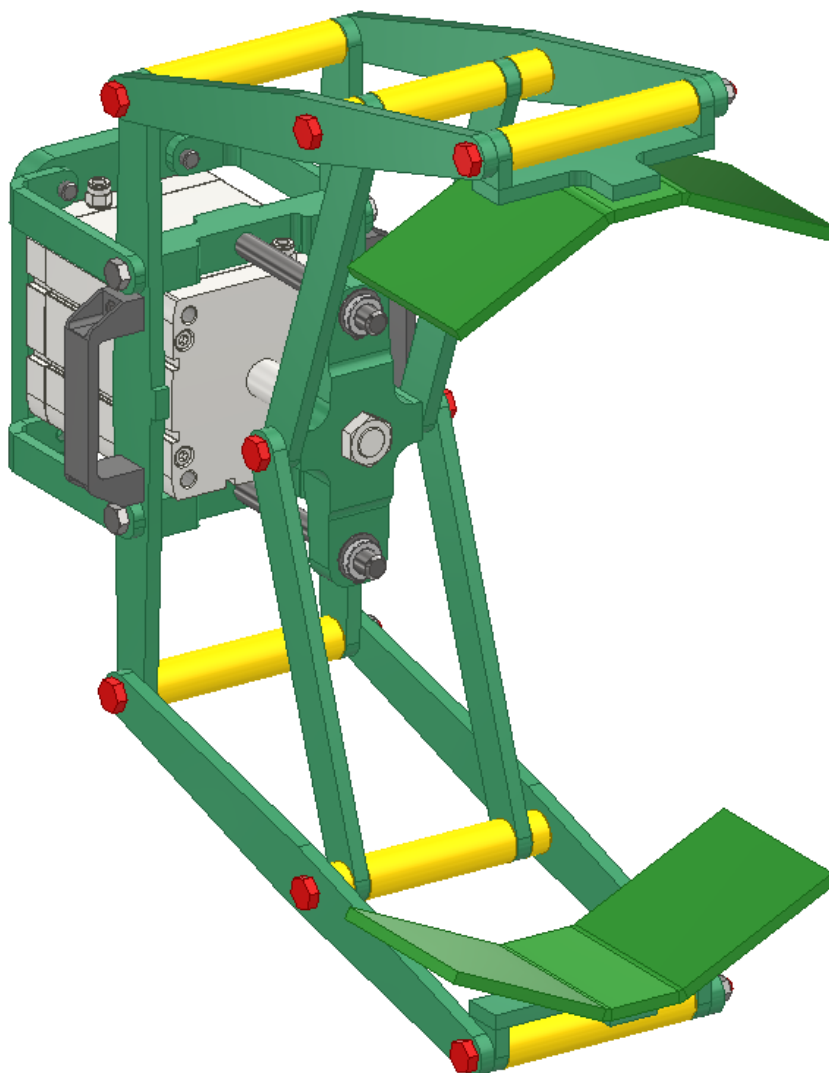
1 – kabina, 2 – stojan pro svitky, 3 – natáčecí hlava s hřídelí, 4 – efektor, 5 – kladkostroj,  
6 – nosník, 7 – nástavba

Operátor stojící během výroby hadice v kabině bude mít manipulátor snadno po ruce. Jakmile bude zapotřebí vzít těžší svitek ze stojanu a přemístit ho na hřídel hlavy, najede si k němu efektem a svitek uchopí. Navržené zařízení je koncipované tak, aby obsáhlo

celou plochu stojanu. Elektricky ovládaným kladkostrojem si potom svitek snadno přepraví na místo určení. Během nevyužívání služeb bude manipulátor umístěn a zajištěn tak, aby operátorovi nepřekážel a neohrožoval ho při práci (kabina není statická), viz kapitola 3.5.

### 3.1 Návrh efektoru

Smyslem navrženého efektoru je uchopit a udržet svitek v čelistech sevřený po dobu jeho přemísťování. Konstrukce vycházející z kinematické struktury (mechanismu) musí zajistit patřičně tuhou, jednoduchou, spolehlivou a bezpečnou činnost se snadnou údržbou. Detail navržené sestavy efektoru je znázorněn na obrázku 13.



Obr. 13 Sestava efektoru

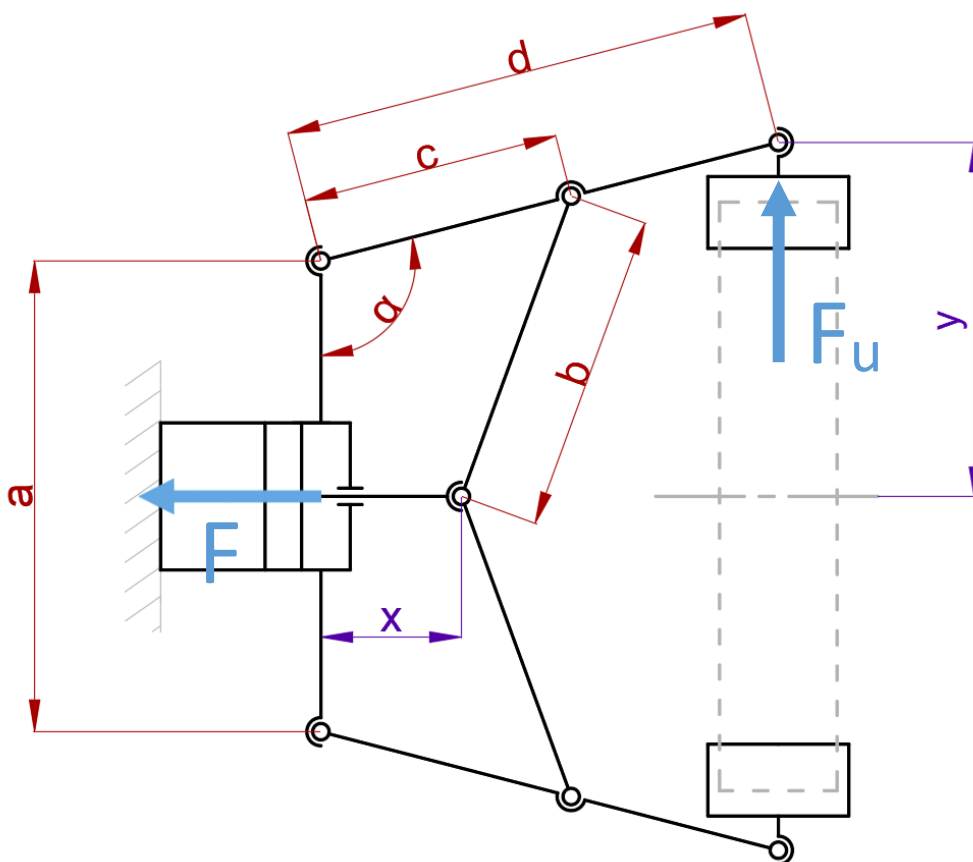


Další požadavky na efektor jsou následující:

- ✓ přemísťování po jednom kusu,
- ✓ uchopení svitku za jeho vnější plochu obvodu, čelistmi rovnoběžně se zemí,
- ✓ pracovní rozsah uchopitelnosti od  $\varnothing$  500 do 370 mm,
- ✓ maximální možná hmotnost objektu manipulace (svitku) činí 40 kg,
- ✓ robustní a tuhý polotovár, obzvláště jemné zacházení s ním není potřebné.

### 3.1.1 Výpočet převodové funkce

Převodová funkce, vycházející z navrženého kinematického schématu efektoru (obr. 14), vyjadřuje souvislost mezi pohybem čelistí a pohybem té části, ke které je připojen pohon efektoru. Jinak řečeno se jedná o závislost mezi změnami vzdáleností  $y$  a  $x$ . Určení převodové funkce je nezbytné pro stanovení potřebné síly pohonné jednotky  $F$  při uchopení svitku o uchopovací síle  $F_u$ , ale také k optimalizaci rozměrů jednotlivých funkčních částí efektoru.



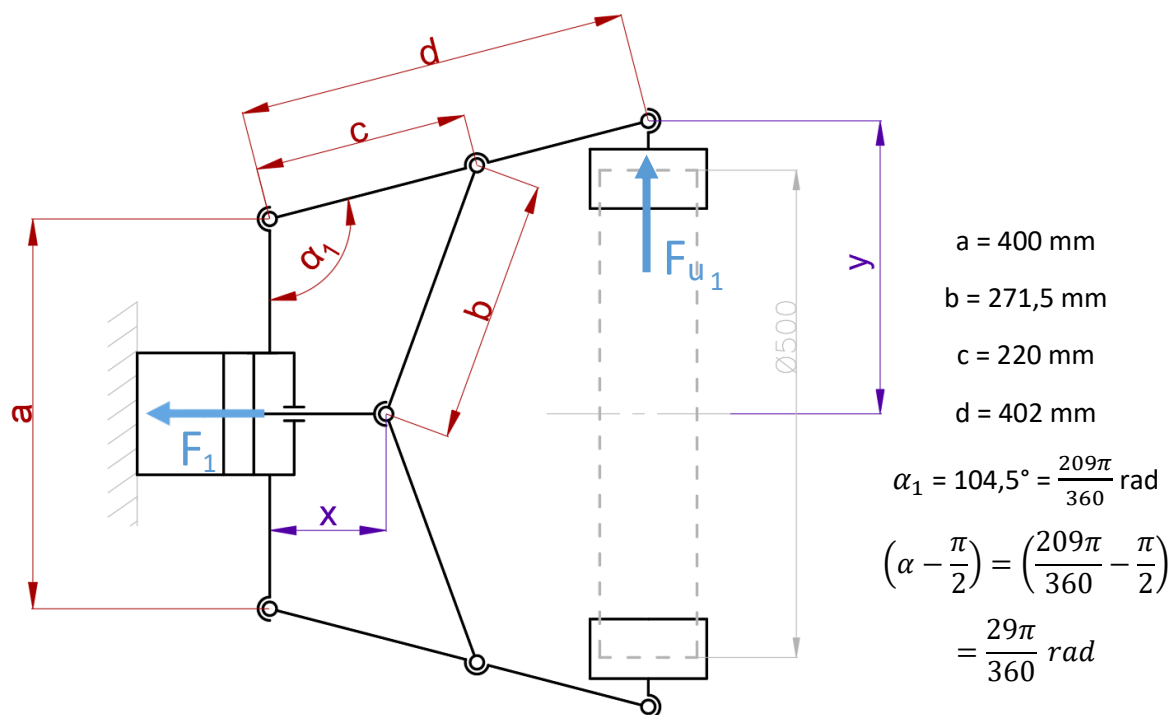
Obr. 14 Kinematická struktura efektoru

Pro zvolenou strukturu je dle skript celková převodová funkce následující [12]:

$$\frac{F_u}{F} = \frac{1}{2 \cdot d \cdot \cos\left(\alpha - \frac{\pi}{2}\right)} \cdot \left[ -c \cdot \sin\left(\alpha - \frac{\pi}{2}\right) + \frac{\left(\frac{a}{2} + c \cdot \sin\left(\alpha - \frac{\pi}{2}\right)\right) \cdot c \cdot \cos\left(\alpha - \frac{\pi}{2}\right)}{\sqrt{b^2 - \left(\frac{a}{2} + c \cdot \sin\left(\alpha - \frac{\pi}{2}\right)\right)^2}} \right] \quad (1)$$

Jelikož efektor není přímo určen pro uchopování sviteků o jednom stálém rozměru, ale charakter práce v provozu vyžaduje variabilní rozsah upnutí ve zmíněném rozmezí, nebude minimální nutná síla na pístu  $F$  vždy konstantní. Je totiž mimo jiné funkcí proměnného úhlu  $\alpha$ . Cílem je tedy stanovit, v jakém okamžiku bude nabývat největší hodnoty a na ní poté navrhnout adekvátně silný pohon, viz dále. Je zřejmé, že největší potřebná síla vyvozená pohonem bude v jednom ze dvou krajních poloh – při upnutí největšího svitku či při upnutí svitku o průměru 370 mm.

Pro zmíněné krajní polohy nejprve vyjádřím číselný poměr převodové funkce. V případě upnutí nejrozměrnějšího svitku bude převodový poměr při zvolené kinematické struktuře s navrženými délkami následovný:



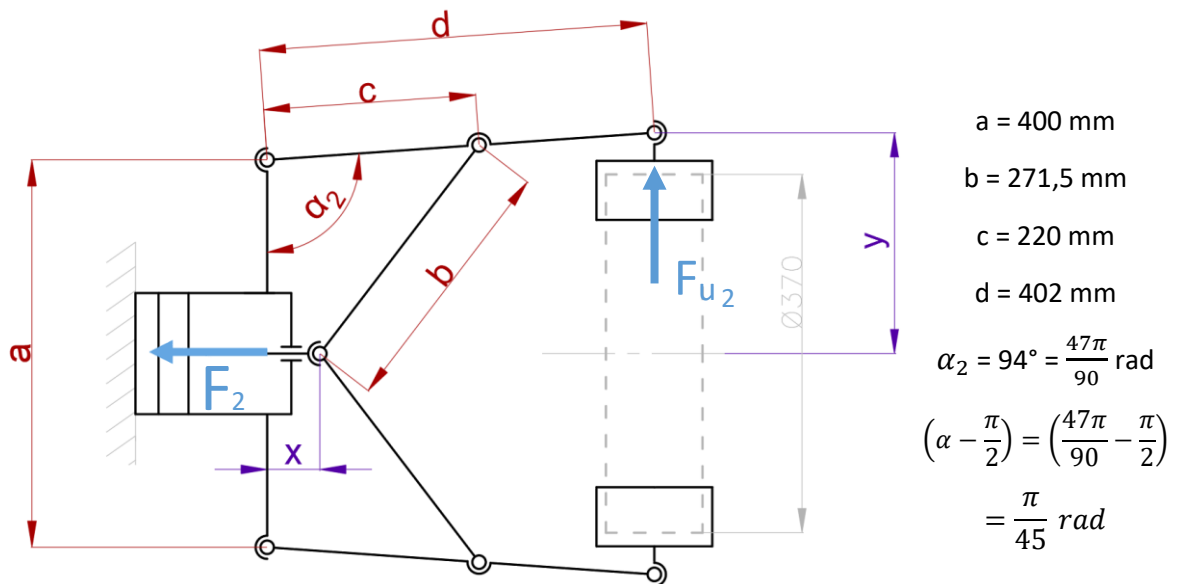
Obr. 15 Kinematická struktura zobrazená v první krajní poloze

$$\frac{F_{u_1}}{F_1} = \frac{1}{2 \cdot d \cdot \cos\left(\alpha - \frac{\pi}{2}\right)} \cdot \left[ -c \cdot \sin\left(\alpha - \frac{\pi}{2}\right) + \frac{\left(\frac{a}{2} + c \cdot \sin\left(\alpha - \frac{\pi}{2}\right)\right) \cdot c \cdot \cos\left(\alpha - \frac{\pi}{2}\right)}{\sqrt{b^2 - \left(\frac{a}{2} + c \cdot \sin\left(\alpha - \frac{\pi}{2}\right)\right)^2}} \right]$$

$$\frac{F_{u_1}}{F_1} = \frac{1}{2 \cdot 0,402 \cdot \cos\left(\frac{29\pi}{360}\right)} \cdot \left[ -0,22 \cdot \sin\left(\frac{29\pi}{360}\right) + \frac{\left(\frac{0,4}{2} + 0,22 \cdot \sin\left(\frac{29\pi}{360}\right)\right) \cdot 0,22 \cdot \cos\left(\frac{29\pi}{360}\right)}{\sqrt{0,2715^2 - \left(\frac{0,4}{2} + 0,22 \cdot \sin\left(\frac{29\pi}{360}\right)\right)^2}} \right] \quad (2)$$

$$\frac{F_{u_1}}{F_1} = \mathbf{0,68} [-]$$

A v případě upnutí možného nejmenšího svitku bude poměrné číslo:



Obr. 16 Kinematická struktura zobrazená v druhé krajní poloze

$$\frac{F_{u_2}}{F_2} = \frac{1}{2 \cdot d \cdot \cos\left(\alpha - \frac{\pi}{2}\right)} \cdot \left[ -c \cdot \sin\left(\alpha - \frac{\pi}{2}\right) + \frac{\left(\frac{a}{2} + c \cdot \sin\left(\alpha - \frac{\pi}{2}\right)\right) \cdot c \cdot \cos\left(\alpha - \frac{\pi}{2}\right)}{\sqrt{b^2 - \left(\frac{a}{2} + c \cdot \sin\left(\alpha - \frac{\pi}{2}\right)\right)^2}} \right]$$

$$\frac{F_{u_2}}{F_2} = \frac{1}{2 \cdot 0,402 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{45}\right)} \cdot \left[ -0,22 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{45}\right) + \frac{\left(\frac{0,4}{2} + 0,22 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{45}\right)\right) \cdot 0,22 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{45}\right)}{\sqrt{0,2715^2 - \left(\frac{0,4}{2} + 0,22 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{45}\right)\right)^2}} \right] \quad (3)$$

$$\frac{F_{u_2}}{F_2} = \mathbf{0,337} [-]$$

### 3.1.2 Stanovení potřebné uchopovací síly

Dalším krokem nezbytným pro správný návrh efektoru je stanovení potřebné minimální uchopovací síly, znemožňující vypadnutí manipulovaného objektu z čelistí. Její velikost závisí na mnoha aspektech. Mezi ty nejdůležitější patří tvar dosedacích ploch čelistí, způsob uchycení, kontaktní materiály, samotná hmotnost manipulovaného objektu, hodnoty zrychlení efektoru v prostoru při manipulaci a další.

Vzorec, platný pro uchopení předmětu bez vyložení těžiště (to se nalézá v ose svitku) a zohledňující popsané hlediska i se silovými účinky, jež vznikají právě vlivem zrychlení celé jednotky, a které působí na objekt manipulace ve směrech vertikálním, horizontálním a rotačním v horizontální rovině, tedy jak vyžaduje můj případ, je dle skript [13] následující:

$$F_u = m_s \cdot g \cdot \left[ \frac{k}{f} \cdot \left( 1 + \frac{a_v}{g} \right) + \frac{1}{g} \cdot (a_h \cdot \operatorname{tg}(\varphi) + \omega^2 \cdot R \cdot \operatorname{tg}(\varphi)) + \frac{\varepsilon}{g} \cdot R \right] \quad (4)$$

Kde:  $m_s$  ... hmotnost objektu manipulace (svitku) [kg]

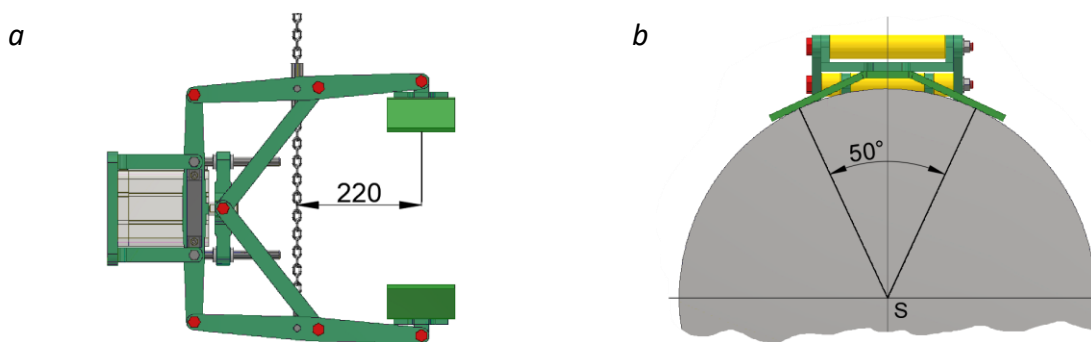
$g$  ... gravitační zrychlení [ $m/s^2$ ]

$f$  ... součinitel tření. Pro kontaktní materiály ocel-guma  $f = 0,3$  [-]

$R$  ... max. vzdálenost osy rotace k ose svitku.  $R = 0,22$  [m], viz obr. 17 a

$k$  ... koeficient bezpečnosti. Jsou v něm zahrnuté dílčí koeficienty jako koeficient hmotnosti manipulace objektu  $k_1$  (bezpečná funkce při 120 % maximální nosnosti efektoru,  $k_1 = 1,2$  [-]), koeficient omezení způsobu uchopení objektu manipulace  $k_2$  (pro dvoustranné uchopení  $k_2 = 1,4$  [-]) a koeficient zohledňující úroveň kolísání pohonné energie  $k_3$  (u pneumatiky  $k_3 = 1,2$  [-])  
 $k = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 = 1,2 \cdot 1,4 \cdot 1,2 = 2$  [-]

$\varphi$  ... úhel mezi dotykovými plochami čelistí.  $\varphi = 50^\circ$ , viz obr. 17 b. Tento úhel je samozřejmě shodný u obou velikostí svitků



Obr. 17 Proporce nutné k výpočtům

a – vzdálenost osy rotace k ose svitku

b – úhel svírající dotykové plochy čelistí a svitku

Vertikální a horizontální zrychlení ( $a_v$ ,  $a_h$ ) spolu s úhlovou rychlostí a úhlovým zrychlením rotace efektoru ( $\omega$ ,  $\varepsilon$ ) určí s dostatečným nadhodnocením. Zatímco prvně jmenované zrychlení stanovují pevně na  $1 \text{ m/s}^2$ , což je na překonání v praxi, tedy v kabině linky, přijatelně bezpečná hodnota, tak k vyčíslení úhlových veličin využijí vzorců. Úhlová rychlost rotace efektoru se dá spočítat za pomoci vztahu (5):

$$\omega = \frac{2\pi}{T} = \frac{2\pi}{2} = \pi \text{ rad/s} \quad (5)$$

Kde  $T$  [s] je perioda, čili doba jednoho otočení o  $360^\circ$ . Beru v úvahu  $T = 2 \text{ s}$ .

Konstantní úhlové zrychlení se vyjádří ze vztahu (6):

$$\varepsilon = \frac{a_t}{R} = \frac{1}{0,22} = 4,5 \text{ rad/s}^2 \quad (6)$$

Kde  $a_t$  [ $\text{m/s}^2$ ] je tečné zrychlení. Tuto složku zrychlení opět volím na  $a_t = 1 \text{ m/s}^2$ .

Dosazením do vzorce (4) se tedy stanoví žádaná uchopovací síla k upnutí nejrozměrnějšího svítka:

$$F_{u_1} = m_{s_1} \cdot g \cdot \left[ \frac{k}{f} \cdot \left( 1 + \frac{a_v}{g} \right) + \frac{1}{g} \cdot (a_h \cdot \text{tg}(\varphi) + \omega^2 \cdot R \cdot \text{tg}(\varphi)) + \frac{\varepsilon}{g} \cdot R \right]$$

$$F_{u_1} = 40 \cdot 9,81 \cdot \left[ \frac{2}{0,3} \cdot \left( 1 + \frac{1}{9,81} \right) + \frac{1}{9,81} \cdot (1 \cdot \text{tg}(50) + \pi^2 \cdot 0,22 \cdot \text{tg}(50)) + \frac{4,5}{9,81} \cdot 0,22 \right] \quad (7)$$

$$F_{u_1} = 3074 \text{ N}$$

A k upnutí nejmenšího svítka potom bude zapotřebí síla o velikosti:

$$F_{u_2} = m_{s_2} \cdot g \cdot \left[ \frac{k}{f} \cdot \left( 1 + \frac{a_v}{g} \right) + \frac{1}{g} \cdot (a_h \cdot \text{tg}(\varphi) + \omega^2 \cdot R \cdot \text{tg}(\varphi)) + \frac{\varepsilon}{g} \cdot R \right]$$

$$F_{u_2} = 28 \cdot 9,81 \cdot \left[ \frac{2}{0,3} \cdot \left( 1 + \frac{1}{9,81} \right) + \frac{1}{9,81} \cdot (1 \cdot \text{tg}(50) + \pi^2 \cdot 0,22 \cdot \text{tg}(50)) + \frac{4,5}{9,81} \cdot 0,22 \right] \quad (8)$$

$$F_{u_2} = 2152 \text{ N}$$

### 3.1.3 Stanovení pohonu

K pohánění efektoru volím pneumatický přímočarý motor, a to z důvodu snadného dostání stlačeného vzduchu, který je ve firmě všudypřítomný.

Ze vztahů (2) a (3) mohu nyní po stanovení převodových poměrů a potřebných uchopovacích sil vyjádřit síly  $F_1$  a  $F_2$ , které musí pneumatický válec v odpovídajících krajních polohách vyvinout. V momentě upnutí svítka o  $\varnothing 500 \text{ mm}$  bude její velikost:

$$F_1 = \frac{F_{u_1}}{0,68} = \frac{3074}{0,68} = \mathbf{4521\ N} \quad (9)$$

A v okamžiku upnutí svitku o  $\varnothing$  370 mm potom:

$$F_2 = \frac{F_{u_2}}{0,337} = \frac{2152}{0,337} = \mathbf{6386\ N} \quad (10)$$

Jak vidno, největší síla na pístnici pneumatického motoru bude vyvozena při sevření nejmenšího možného efektozem uchopitelného svitku, čili při přemísťování polotovaru o průměru 370 mm. Na tuto sílu bude pohon dimenzován.

Potřebná plocha pracovní strany pístu s pístnicí se stanoví následovně:

$$S = \frac{F}{p} = \frac{6386}{600000} = \mathbf{0,0106\ m^2} \quad (11)$$

Kde tlak vzduchu přivedený na vstup válce  $p$  je firmou užívaný 0,6 MPa.

Nutný průměr pístu by byl:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0106}{\pi}} = 0,116\ m = \mathbf{116\ mm} \quad (12)$$

Na základě katalogu firmy Festo [14] volím kompaktní pneumatický válec s nejbližším vyšším průměrem pístu **125 mm**. Průměr pístnice  $d = \mathbf{25\ mm}$ .

Pro tento válec je plocha mezikruží (pracovní strana pístu s pístnicí):

$$S_{sk} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (0,125^2 - 0,025^2)}{4} = \mathbf{0,0118\ m^2} \quad (13)$$

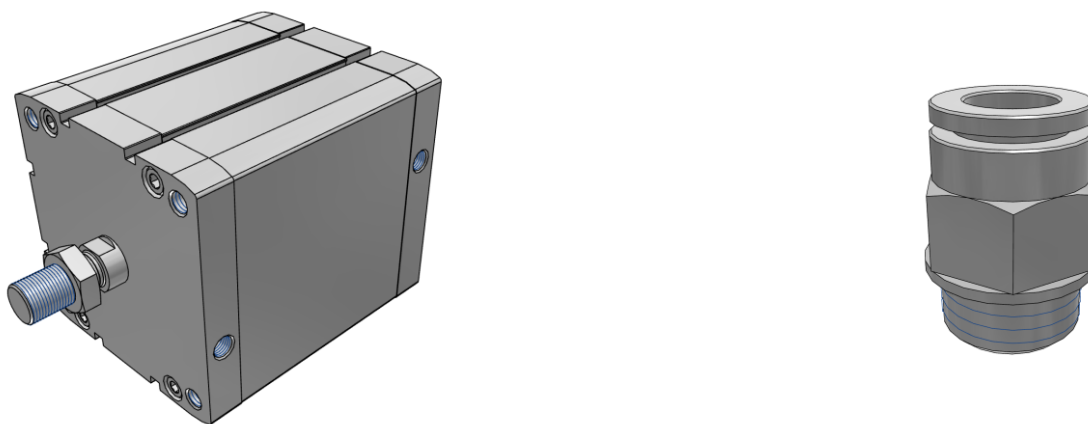
Skutečná plocha mezikruží je větší než požadovaná ( $\mathbf{0,0118 > 0,0106}$ ), pneumatický válec tudíž vyhovuje.

#### Sumarizace specifik navrženého motoru:

Pneumatický přímočarý motor o průměru pístu 125 mm a pístnice 25 mm bude dvojčinný s jednostrannou pístnicí, konstruovaný na provozní tlak od 0,6 do 10 bar (0,6 MPa = 6 bar → vyhovuje), s pružnými tlumícími kroužky zajišťující tlumení dorazu na obou stranách, se zdvihem v rozmezí od 0 do 80 mm a jeho teoretická síla zpětného chodu při 6 bar činí **7069 N** – údaj z katalogu, lze ho však vyjádřit i zpětným dosazením vztahu (13) do (11). Je tedy samozřejmě díky rozsáhlejší skutečné ploše pístu větší než minimální požadovaná síla 6386 N, respektive 4521 N, tudíž bude i reálná uchopovací síla bez řízení vyšší a manipulace s objektem ještě bezpečnější. K válci přibírám navíc nástrčné šroubení využívající se pro snadné připojení pneumatiky (vzduchové hadice).

Normované označení zvoleného válce: ADN-125-80-A-P-A

Označení nástrčného šroubení: NPQH-D-G14-Q8-P10



*Obr. 18 Model pneumatického válce s příslušným šroubením v detailu*

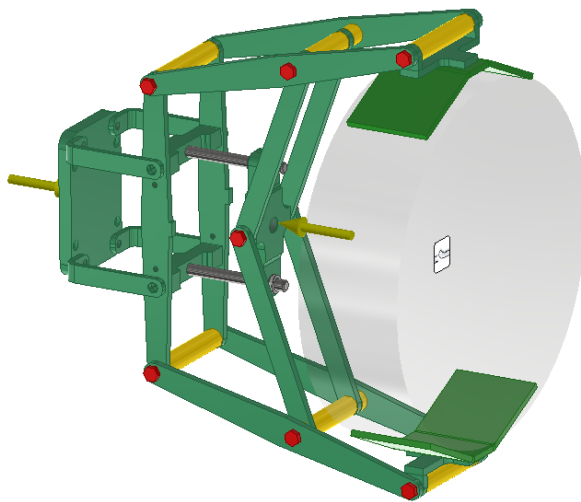
#### **3.1.4 Pevnostní kontrola**

Pevnostní analýzu kompletního efektoru metodou konečných prvků (MKP) provedu v programu Inventor Professional 2020 od firmy Autodesk.

Stlačený vzduch o tlaku 6 bar (možnost jeho regulace - doporučuji, neboť k upnutí větších svitek není zapotřebí takový tlak) je přiveden do prostoru válce na straně pístu s pístnicí. Dochází k rozpohybování čelistí, které se z dosud maximálně roztaženého stavu začínají vůči sobě svírat, a to až do okamžiku upnutí svitku. Čelisti se posléze chovají pevně (již se nepohybují) a na pístnici se nachází síla 7 069 N. Takto popsaná nejhorší modelová situace má za následek kumulaci napětí v aktivních částech efektoru, přičemž dochází k namáhání jednotlivých součástí. Je nezbytné softwarem zjistit jak místo maximálního napětí, tak i velikosti dalších lokálních napětí. Ty poté porovnat s dovolenými napětími materiálů použitých na odpovídajících komponentech. Aby se dalo hovořit o bezpečné práci se zařízením, skutečné napětí v každé součásti nikdy nesmí přesáhnout to dovolené. V opačném případě by došlo k jejich destrukci. Simulovaný model je pro zjednodušení a upřesnění výpočtů okleštěn na nezbytně nutné části, jež umožňují funkci svírání a v nichž se předpokládá největší nahromadění oné tenze. Vynechány jsou tak všechny normalizované díly a pohonná jednotka.

K obdržení relevantních výsledků bylo zapotřebí zadat správné vstupy, a sice:

- ✓ *materiál každé součástky* (jsou tímto definovány fyzikální veličiny jako měrná hmotnost, modul pružnosti a Poissonova konstanta),
- ✓ *aplikování sítě* (při použití dochází k takzvané diskretizaci objemu součástí, tedy spojitý objem geometrických tvarů se nahradí (vyplní) konečným počtem objemových prvků, nejčastěji 4-stěny, jež se navzájem dotýkají a interagují spolu),
- ✓ *stanovení okrajových podmínek* – vazby, dotyky a síly působící na konstrukci (obr. 19). Použitá vazba je jen jedna, a to pevná na manipulovaném svitku. Dotyky, přidělující vztahy mezi součástmi a umožňující přenášet zatížení, jsou podmíněné správné funkčnosti zařízení (na místech vzájemného pohybu součástí zadaná vazba posouvání/bez oddělení i separace, na plochách mezi čelistí a svitkem zase vazba přizpůsobit zmenšením/posuvný, jinak jsou užity vazby vázané). Ohledně zatěžující síly je brána pouze ta dominantní v nejhorším případě (7 069 N), jaká se může vyskytnout na pístnici. Proti ní působí na desce, ke které je motor přichycen, síla reakční o stejné velikosti. Ostatní síly (tíha od hmotnosti svitku a od celkové hmotnosti efektoru) lze zanedbat – nemají výraznější vliv na tvorbu napětí.

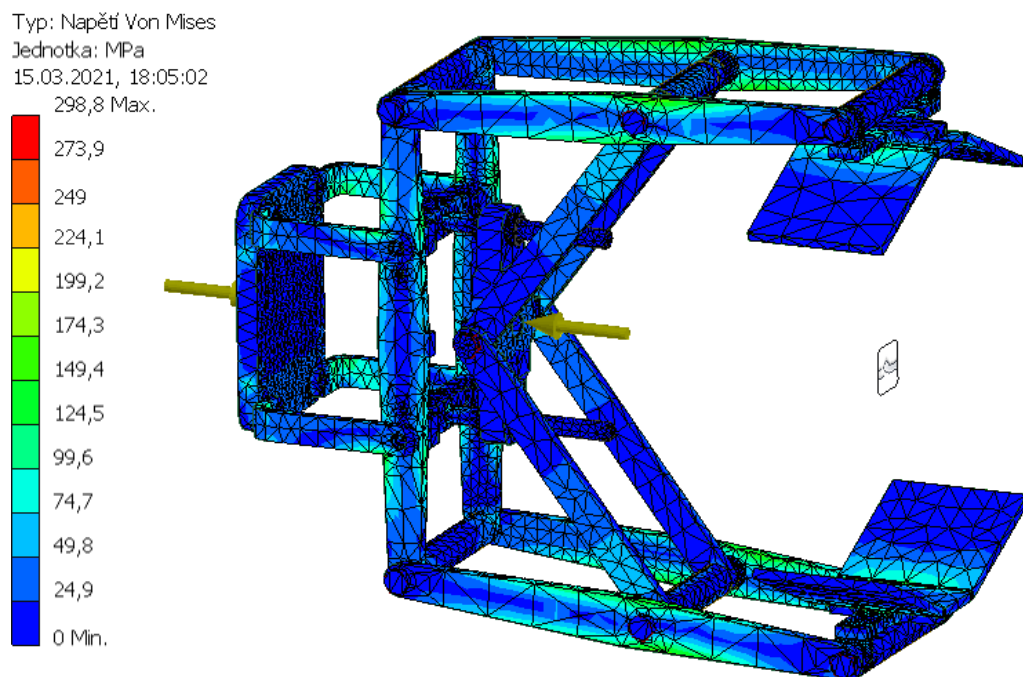


Obr. 19 Zjednodušený model efektoru se zadanými okrajovými podmínkami, bez sítě

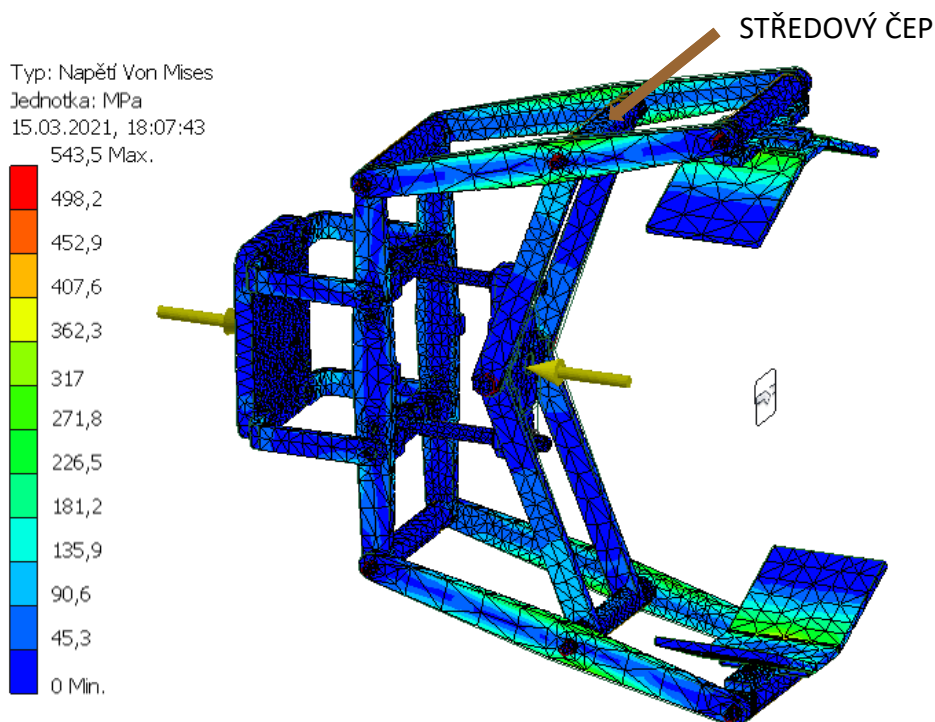
Následné zobrazení a vyhodnocení výsledků vychází z matematického výpočtu, kdy je síť s okrajovými podmínkami počítačem zapsána a řešená formou matice (převod problému na systém lineárních rovnic).



Výsledky rozložení napětí ve zkoumaném efektoru při upnutí svitku o průměru 370 mm zobrazuje obrázek 20, o průměru 500 mm pak obrázek 21.



Obr. 20 Napětí Von Mises



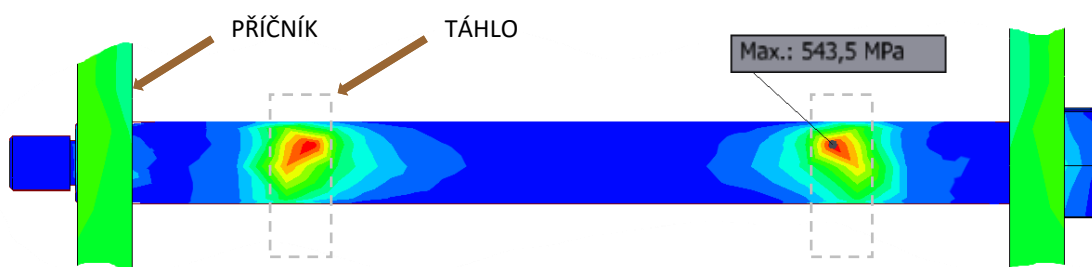
Obr. 21 Napětí Von Mises

Z výsledků jasně vyplývá, že za předpokladu zachování stálosti síly na pístnici bude soustava nejvíce namáhaná právě při upnutí nejrozměrnějšího svitku. Napětí pak kulminuje v místě středového čepu, který je tak nejkritičtější součástí.

## PEVNOSTNÍ KONTROLA ČEPŮ

### Středový čep

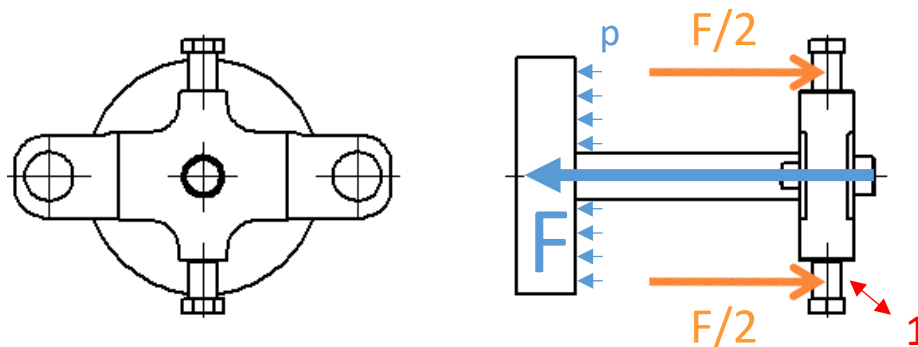
Ve zmíněném čepu se tvoří špička napětí o hodnotě 543,5 MPa. Tím, že jsou na čepu umístěny s malou vůlí vymezovací kroužky, je jeho výskyt pouze v místech dotyku táhel.



Obr. 22 Napětí ve středovém čepu

### Kontrola výsledku napětí v nejkritičtějším čepu analytickou metodou

Postup k dopracování se kontroly středového čepu vychází z rozboru sil. Na schématu níže je vyobrazen ze sestavy vyjmutý element křížového dílu s čepem, ke kterému je ještě dokreslen píst s pístnicí. Tlak působící na plochu mezikruží se transformuje na již několikrát zmíněnou sílu. Aby byl zachován rovnovážný stav, musí zákonitě na čepěch vzniknout reakce. Díky symetrii spojovacího dílu budou obě stejně velké, rovné poloviční síle a stejně od osy vzdálené.



Obr. 23 Schéma vyjmutého elementu v rovnovážném stavu

Za pomoci reakce (například na čepu 1) mohou nyní získat vztah pro tahovou sílu  $F_t$  vyskytující se v každém táhlu. Jestliže musí být znovu zachována podmínka statické rovnováhy, rozklad sil do osy  $x$  bude za pomoci schématu 24 následovný:

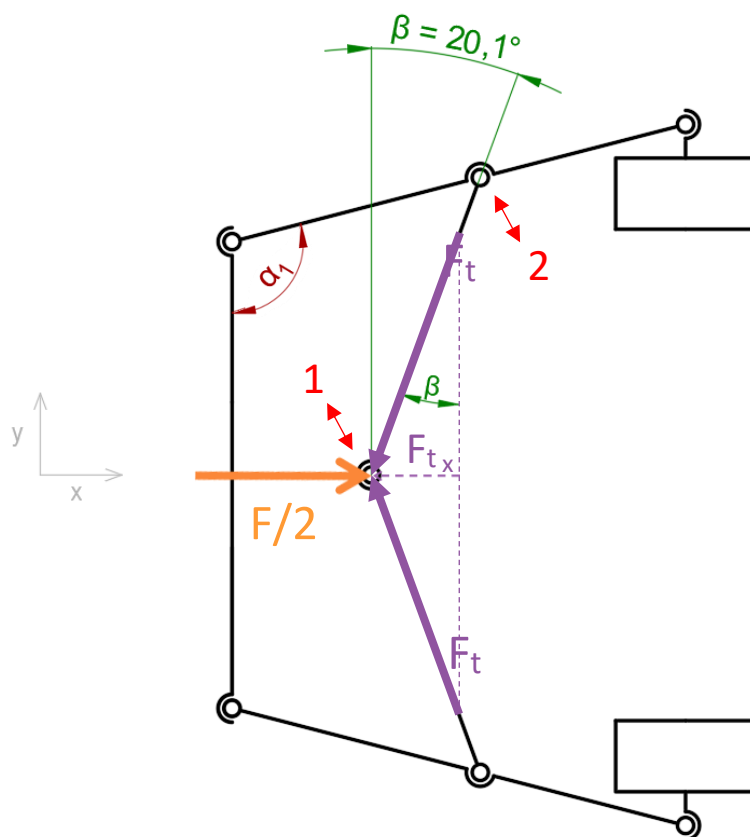
$$\sum F_{ix} = 0 = \frac{F}{2} - 2 \cdot F_t \cdot \sin \beta \quad (14)$$

Kde  $F_t \cdot \sin \beta$  se dle přiloženého schématu rovná  $F_{tx}$

Z odvozené rovnice (14) se dá vyjádřit vztah pro sílu v jednom táhlu:

$$F_t = \frac{F}{4 \cdot \sin \beta} \quad (15)$$

Síla v táhlu je tedy funkcí úhlu  $\beta$ . Právě tento úhel způsobil rozdíl napětí v efektoru patrných z obrázků 19,20.

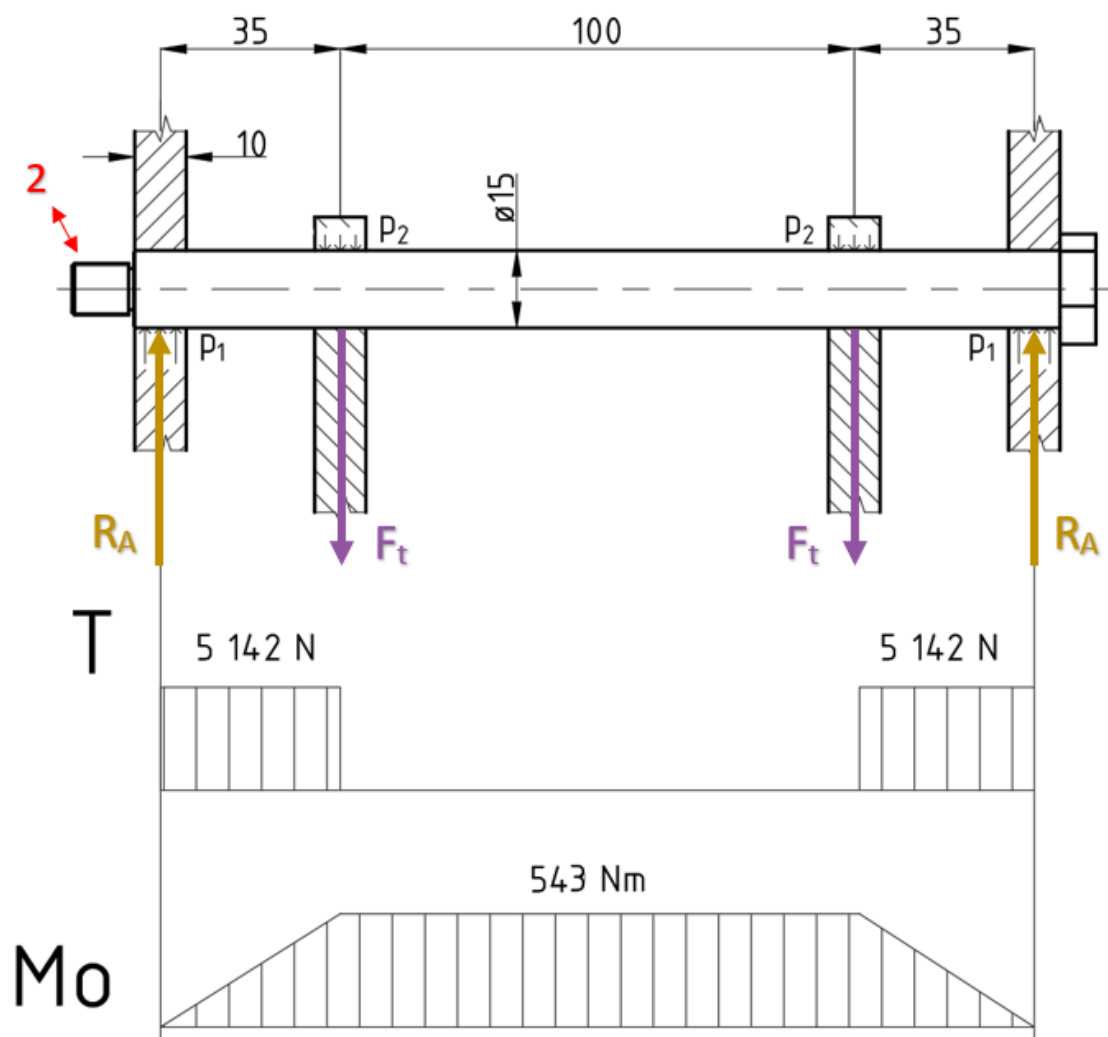


Obr. 24 Silový rozbor

Konkrétní hodnota maximální možné síly v táhlu při upnutí půl metrového svitku bude:

$$F_t = \frac{F}{4 \cdot \sin \beta} = \frac{7069}{4 \cdot \sin (20,1)} = 5\,142\,N \quad (16)$$

Tato síla způsobuje namáhání středového čepu uloženého s vůlí převážně na ohyb, ale také na smyk, a to na dvou místech, tak jak odpovídá uložení táhel. Tuto situaci reprezentuje obrázek 25, jenž znázorňuje průřez inkriminovaným čepem, táhly a příčníky. Vykresluje též průběhy posouvací síly a ohybového momentu v čepu. Rozteč mezi příčníkem a táhlem  $a = 35$  mm, tloušťka příčníku i táhla  $b = c = 10$  mm a průměr čepu  $d = 15$  mm.



Obr. 25 Zatížení čepu

Protože je uložení symetrické, budou reakce v příčnicích  $R_A$  totožné. Jejich velikost se rovná silám v táhlu, čili  $R_A = F_t$ .

Vzniklé ohybové napětí v čepu:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{R_A \cdot a}{\frac{\pi}{32} \cdot d^3} = \frac{5\,142 \cdot 35}{\frac{\pi}{32} \cdot 15^3} = 543 \text{ MPa} \quad (17)$$

Smykové napětí v čepu:

$$\tau = \frac{F_t}{S} = \frac{F_t}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{5\,142}{\frac{\pi \cdot 15^2}{4}} = \mathbf{29\,MPa} \quad (18)$$

Nyní je zapotřebí vyčíslené kombinované napětí (ohyb, střih) zredukovat na jednoosé. To proto, abych mohl výsledek správně porovnat s tím dovoleným, které právě jednoosým napětím je – získává se tahovou zkouškou o jednoosé napjatosti. K tomu nám slouží různé hypotézy. Pomocí HMM hypotézy je redukované napětí:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_0^2 + \tau^2 - \sigma_0 \cdot \tau} = \sqrt{543^2 + 29^2 - 543 \cdot 29} = \mathbf{529\,MPa} \quad (19)$$

**Porovnání:** napětí se liší o 14,5 MPa, přičemž z Inventoru dle HMM hypotézy je vyšší. Lze prohlásit, že výsledky jsou s přihlédnutím na jisté vnášené chyby do výpočetního softwaru prakticky srovnatelné.

#### Výsledná bezpečnost:

Vypočítá se jako podíl meze kluzu materiálu čepu a maximálního napětí v něm obsaženým. Pro tento čep, ale i ostatní čepy doporučuji použít nízkolegovanou ocel vhodnou k zušlechťování ČSN 15 260 (dle EN ISO 51CrV4), která má při zušlechtění na střední pevnost zaručenou (minimální) mez kluzu  $R_e = 735\,MPa$  [1].

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{MAX}} = \frac{735}{543,5} = \mathbf{1,35\,[-]} \quad (20)$$

Čep vyhovuje. Všechny ostatní totožné čepy vyjdou s vyšší bezpečností.

Nezanedbatelné je ještě provedení kontroly na otláčení. Kontrola vyplývá z měrných tlaků  $p_1, p_2$  v příčniku a táhlu patrných z obrázku 25, jenž se vypočítají:

$$p_1 = p_2 = \frac{R_a}{b \cdot d} = \frac{F_t}{c \cdot d} = \frac{5\,142}{10 \cdot 15} = \mathbf{34,3\,MPa} \quad (21)$$

Kde  $b \cdot d$  ( $c \cdot d$ ) je průmět stykové plochy do roviny kolmé ke směru zatížení.

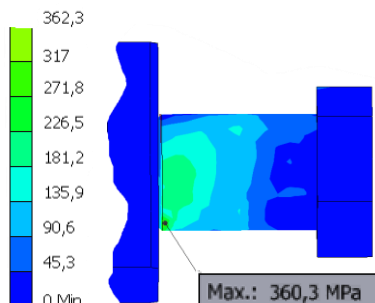
Pro příčníky a táhla volím ocel ČSN 12 061 s dovoleným měrným tlakem  $p_D = 175\,MPa$  [2].

Výsledná bezpečnost na otláčení v místě kontaktu čepu s příčником a čepu s táhlem:

$$k_s = \frac{p_D}{p_{1,2}} = \frac{175}{34,3} = \mathbf{5,1\,[-]} \quad (22)$$

**Čep menší**

Čepy vešroubované do křížového dílu (viz obr. 23) jsou namáhané rovněž táhly, respektive silami v táhlech  $F_t$ . Vlivem této skutečnosti šplhá napětí až k hodnotám 360 MPa.



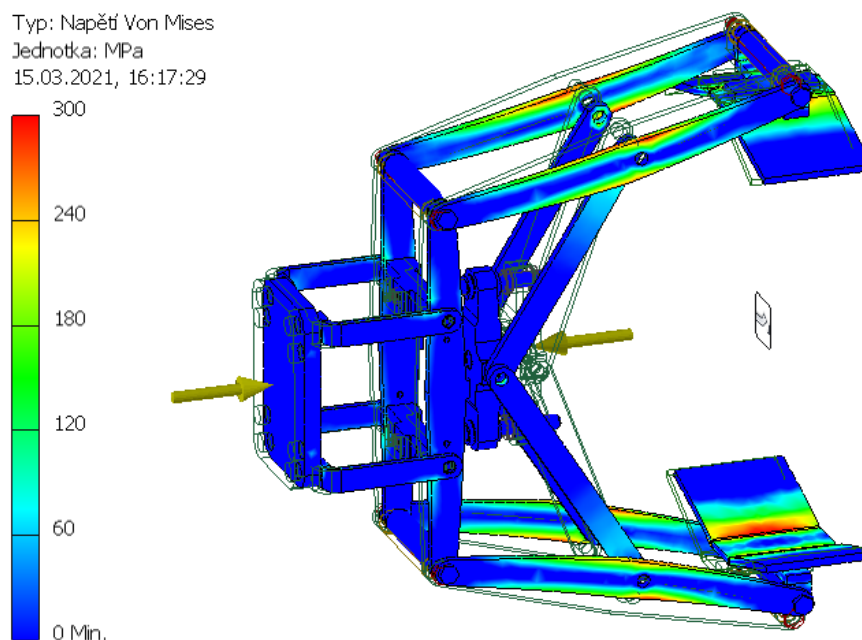
Obr. 26 Napětí v menším čepu

Bezpečnost menšího čepu:

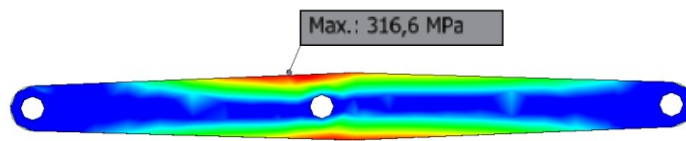
$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{MAX}} = \frac{735}{360,3} = 2,04 [-] \quad (23)$$

**PEVNOSTNÍ KONTROLA OSTATNÍCH KOMPONENTŮ**

Po redukci napětí na 300 MPa lze lépe vizuálně zhodnotit jeho rozložení v dalších součástkách. Červená místa zaslouží svou pozornost, neboť v nich může být tenze ještě vyšší. Krom toho obrázek 27 zobrazuje ve zvětšeném měřítku i způsob deformace efektoru.



Obr. 27 Rozložení napětí v dalších komponentech

**Příčník***Obr. 28 Napětí v příčnίκu*

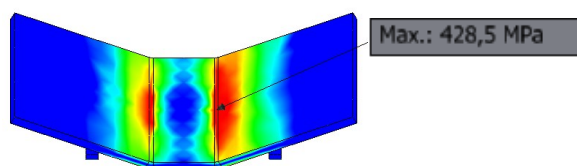
Minimální mez kluzu oceli ČSN 12 061  $R_e = 440$  MPa [1]. Výsledná bezpečnost:

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{MAX}} = \frac{440}{316,6} = \mathbf{1,39} [-] \quad (24)$$

**Táhlo***Obr. 29 Napětí v táhlu*

Výsledná bezpečnost:

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{MAX}} = \frac{440}{321,7} = \mathbf{1,36} [-] \quad (25)$$

**Čelist***Obr. 30 Napětí v čelisti*

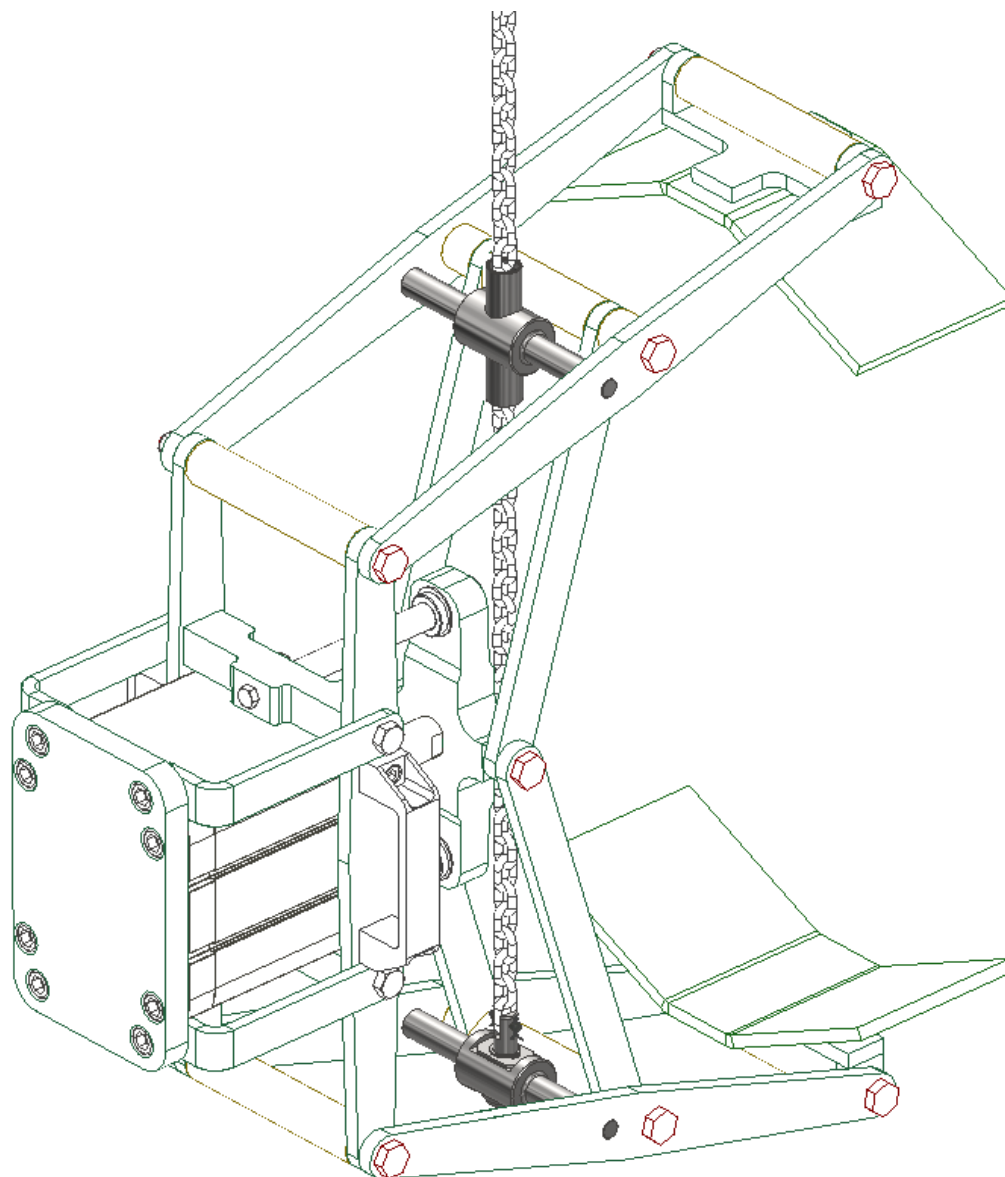
Materiál čelistí volím opět ČSN 15 260. Výsledná statická bezpečnost vůči mezi kluzu:

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{MAX}} = \frac{735}{428,5} = \mathbf{1,71} [-] \quad (26)$$

Ostatní součásti vychází ještě s vyšší bezpečností, navržená konstrukce tedy vyhovuje.

### 3.2 Návrh uchycení

Přednesené zařízení spojení efektoru k řetězu je patrné z přiloženého obrázku. Jistá výhoda tohoto řešení spočívá v jeho kompaktnosti – není zapotřebí relativně rozměrný a těžký hák a také systém uchycení k tomuto háku, což kladně zvětšuje délku nosného prvku. Tím je zajištěna snazší ruční manipulace při najíždění do požadovaných míst pro upnutí či povolení svitku. Zatímco spodní část navržené konstrukce zajišťuje upnutí, ta horní vede řetěz. K začlenění navrhnutého uchycení do hotového celku musel být dodatečně upraven příčník, a to opatřením ještě o jednu díru navíc.

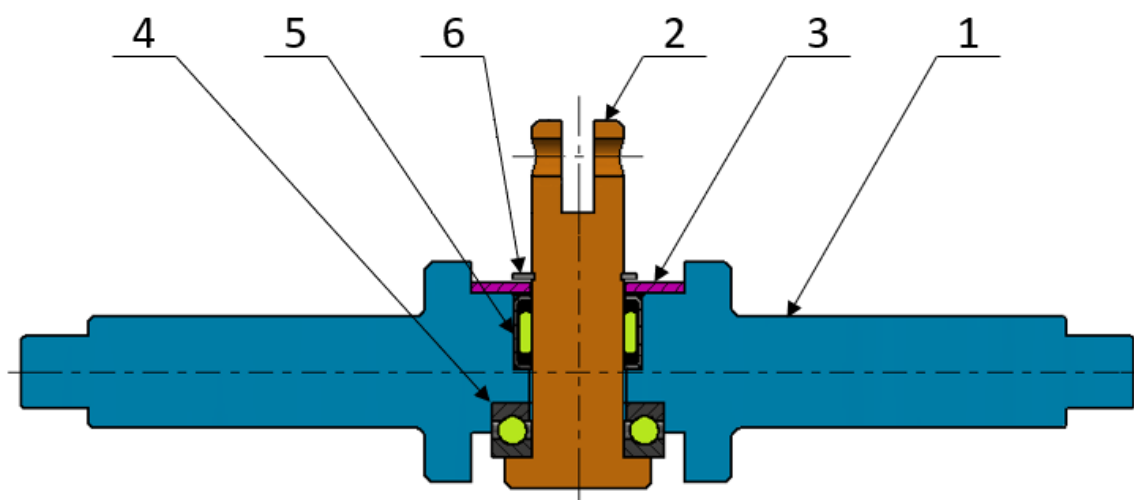


Obr. 31 Uchycení efektoru k řetězu



### 3.2.1 Konstrukční uspořádání spodní části uchycení

Spodní část uchycení je složena ze šesti dílců, pro přehlednost na následujícím obrázku barevně rozlišených a v řezu zobrazených. Jak již bylo řečeno, hlavním úkolem této podsestavy je uchytit efektor k řetězu. Nicméně má i další funkci. Tím je umožnit otáčení uchopovače o požadovaných  $90^\circ$  kolem osy zavěšení. K této dodatečné úloze jsem se rozhodl z vlastního přesvědčení, že otočit efektor na ložiskách a udržet ho poté v požadovaném směru bude komfortnější a jistější, než takto činit na řetězu, který by mohl mít snahu vracet efektor do původní, neotočené polohy.



Obr. 32 Konstrukční uspořádání uchycovací části

1 – osa, 2 – nosná tyč, 3 – podložka, 4 – axiální kuličkové ložisko, 5 – radiální jehlové ložisko, 6 – pojistný kroužek

Dostatečně tuhou konstrukcí se vyznačuje osa, která je svými koncovými čepy volně uložena v příčnicích efektoru. Uprostřed je opatřena vyfrézovanými ploškami, v nichž jsou zahlbouné díry pro ložiska. Použité kuličkové jednosměrné axiální ložisko 51102 umožňuje otáčení nosné tyče, která je jinak radiálně jištěná jehlovým ložiskem HK 1512. Tento typ ložiska byl vybrán z důvodu jeho malých zástavných rozměrů. Ze shora zasunutá obdélníková podložka pak zabraňuje vyjetí nosné tyče z osy při případném svěšení řetězu, neboť slouží jako podpěra pojistnému kroužku. Také zakrývá jehlové ložisko, čímž ho mírně chrání před možným zaprášením.

## Kontrola ložisek

Kontrola ložisek na trvanlivost [v miliónech otáček, případně hodinách provozu] je v tomto případě bezvýznamná. Ohledně statické bezpečnosti má určitý smysl zkontrolovat pouze axiální kuličkové ložisko.

Při stanovení zátěžné síly beru v úvahu možnost, že by se na efektor z nějakého důvodu někdo pověsil. Jestliže by měl člověk 90 kg a byl by přemísťován nejhmotnější svitek, bude celková zátěžná síla:

$$F_z = (m_e + m_s + m_{\bar{c}}) \cdot g = (37,5 + 40 + 90) \cdot 9,81 = \mathbf{1643 \text{ N}} \quad (27)$$

Kde:  $m_e$  ... celková hmotnost efektoru, tj. včetně uchycovací konstrukce [kg]

$m_s$  ... hmotnost svitku [kg]

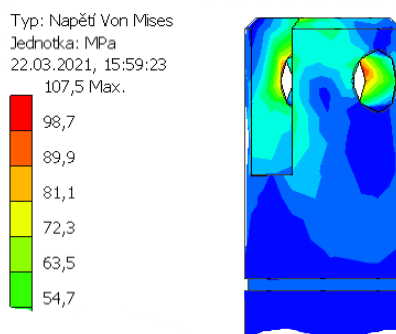
Statická únosnost zvoleného ložiska 51102 je dle katalogu  $C_o = \mathbf{15,3 \text{ kN}}$  [16]. Zatíženo bude tedy (jen) v axiálním směru, tudíž výsledná bezpečnost je:

$$k_s = \frac{C_o}{F_z} = \frac{15\,300}{1643} = \mathbf{9,3 \text{ [-]}} \quad (28)$$

Ložiska nemusí být od renomované firmy, stačí použít ty nejlevnější dostupné. Jejich mazání není potřeba.

## Kontrola nosné tyče

Pevnostní kontrola je zaměřena pouze na ověření kritického místa na této součásti. Byla provedena Inventorem. Po zadání zátěžné síly ze vzorce (27) a dalších vstupních údajů bylo obdrženo výsledku patrného z přiloženého obrázku.



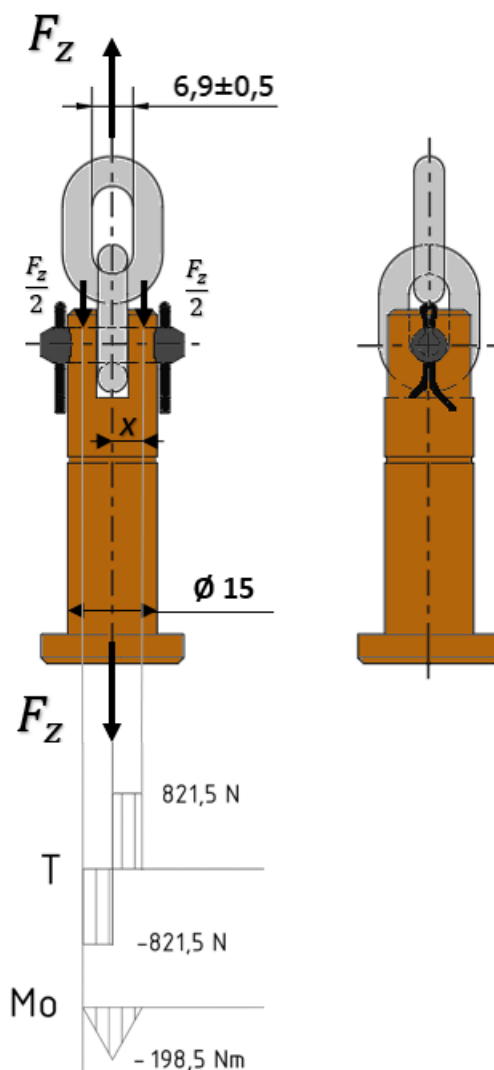
Obr. 33 Napětí v nosném čepu v místě napojení k řetězu

Materiálem je obyčejná ocel 11 523.0 s minimální mezí kluzu  $R_e = 355$  MPa [1]. Výsledná bezpečnost nosné tyče:

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{MAX}} = \frac{355}{107,5} = 3,3 [-] \quad (29)$$

### 3.2.2 Přichycení celku k řetězu

Spojení je realizováno pomocí normalizovaného čepu bez hlavy. Průměr použitelnosti čepu je limitován vnitřní šířkou článkového řetězu, který je součástí navrženého kladkostroje, viz dále. Rozbor zatížení čepu je patrný z obrázku 34. Volně uložený čep s malou vůlí v nosné tyči o průměru 6 mm bude namáhán ohybovým momentem a smykem.



Obr. 34 Rozbor sil, zatížení čepu včetně průběhů posouvací síly a ohybového momentu

Možné vzniklé maximální ohybové napětí v čepu:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{-\frac{F_z}{2} \cdot x}{\frac{\pi}{32} \cdot d^3} = \frac{-\frac{1\,643}{2} \cdot 5,125}{\frac{\pi}{32} \cdot 6^3} = -198,5 \text{ MPa} \quad (30)$$

Záporná hodnota značí pouze opačný směr ohybu. Důležitá je absolutní hodnota tohoto čísla. Ovšem tím, že je čep v díře uložen s malou vůlí, nemusí takové napětí ani nastat – pokud se prohnutý čep opře o plochu díry.

Smykové napětí v čepu:

$$\tau = \frac{F_z}{S} = \frac{F_z}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{1\,643}{\frac{\pi \cdot 6^2}{4}} = 58,1 \text{ MPa} \quad (31)$$

Redukované napětí v čepu HMM hypotézou:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_o^2 + \tau^2 - \sigma_o \cdot \tau} = \sqrt{198,5^2 + 58,1^2 - 198,5 \cdot 58,1} = 176,8 \text{ MPa} \quad (32)$$

Materiálem je automatová ocel s min. mezí kluzu  $R_e = 225 \text{ MPa}$  [1]. Bezpečnost čepu:

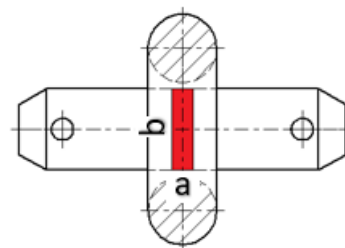
$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} = \frac{225}{176,8} = 1,27 [-] \quad (33)$$

Čep vyhovuje.

### Kontrola na otlačení

Kriticky se jeví kontakt čepu s řetězem. Stanovení styčné plochy je vzhledem k tvaru obou dílů poněkud složitější. Dle principů Hertzových tlaků mohou zjednodušeně vyjádřit plochu následovně:

$$S_p = a \cdot b = 1,5 \cdot 6 = 9 \text{ mm}^2 \quad (34)$$



Obr. 35 Styková plocha

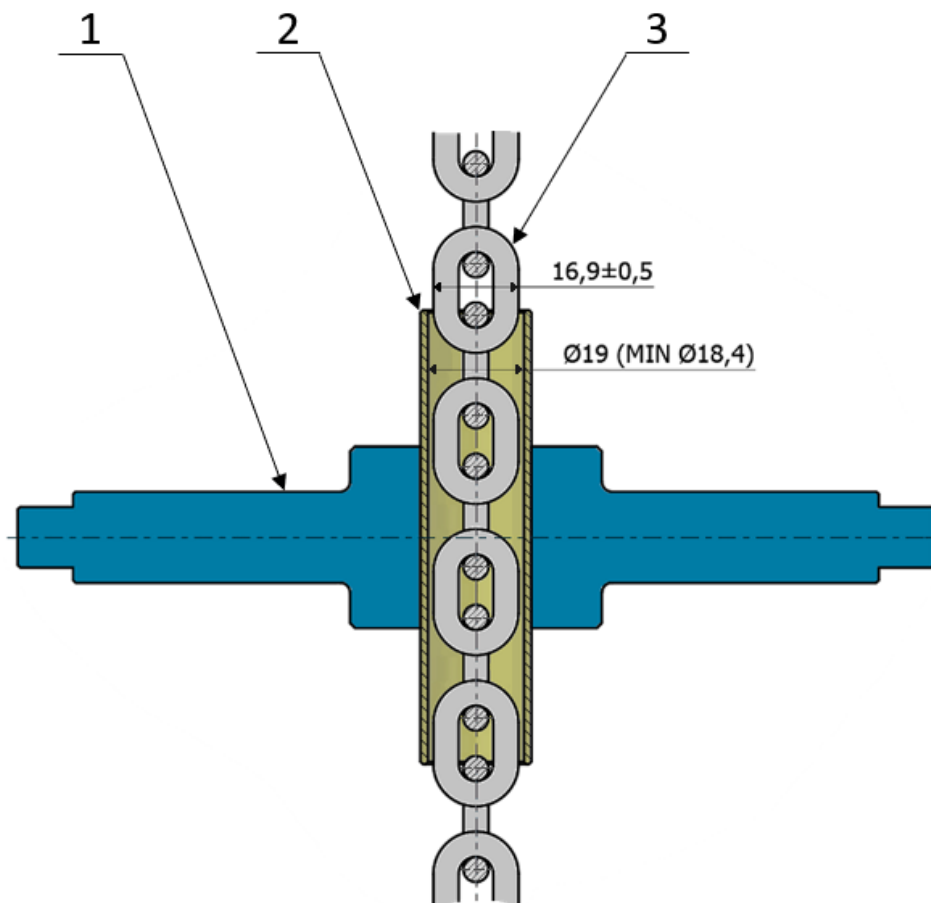
Tlak ve stykové ploše:

$$p = \frac{F_z}{S_p} = \frac{1\,643}{9} = 182,5 \text{ MPa} \quad (35)$$

Na základě výsledku volím tvrdost čepu 245 HV. V takovém případě bude čep vyhovovat. Navíc je zapotřebí brát v úvahu, že tato situace zatížení v praxi vůbec nemusí nastat.

### 3.2.3 Konstrukční uspořádání horní části uchycení

Konstrukce koncepčně vychází ze spodního řešení. Tvar osy je shodný, jediný jeho rozdíl je v prostřední části, kde je vyvrtána díra takového průměru, aby do ní mohla být vsazena a posléze zavařena normalizovaná trubka Tr 22x1,5 ČSN 42 6711. Vůle mezi vnitřní stěnou trubky a řetězu může být nejméně 1 mm (po zohlednění výrobních tolerancí).



Obr. 36 Konstrukční uspořádání horní, vedoucí, části

1 – osa, 2 – trubka, 3 – článkový řetěz

#### Slovo o pozměněném příčniku

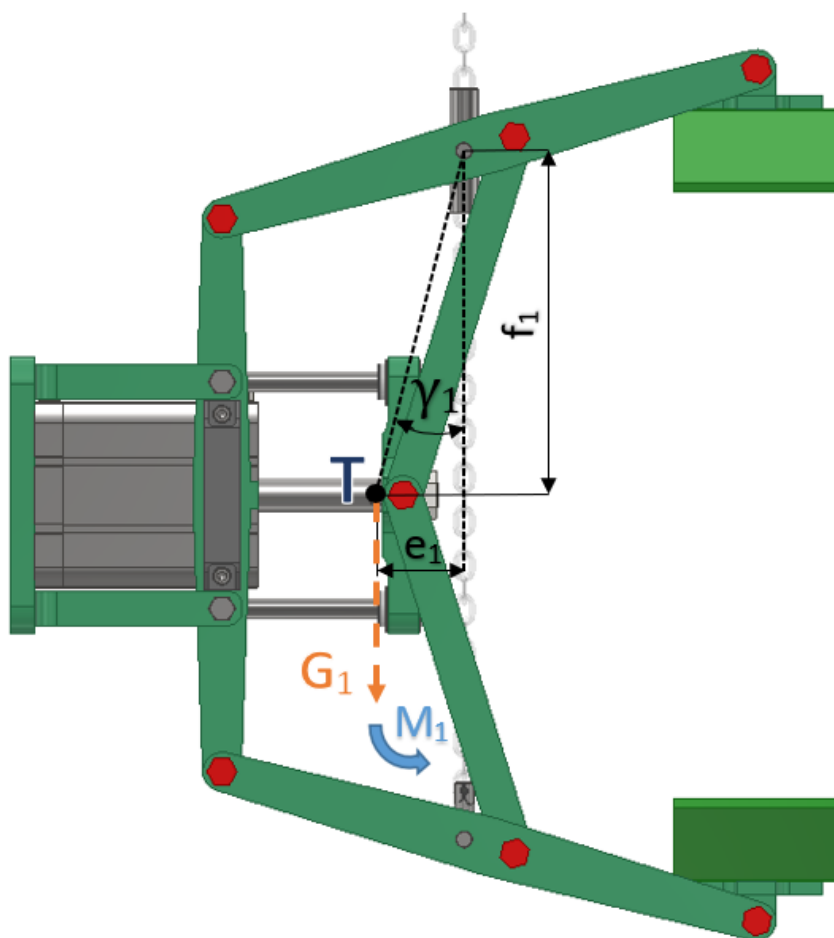
Opatřením příčniku o díru navíc došlo sice k jeho zeslabení, ale tím, že je díra situována v místě malé koncentrace napětí (modrá část na obrázku 28), nedošlo k žádné změně toho největšího napětí v něm obsaženým. Nic na tom nemění ani zátěžná síla  $F_z/2$  působící v oné díře.

### 3.2.4 Stanovení úhlu natočení (zhoupnutí) efektoru

Udržet efektor po celou dobu práce ve vodorovné rovině je při použití řetězu nemožné. Vlivem prakticky neustálého posunutého těžiště celé vzniklé sestavy vůči ose zavěšení vzniká od tíhy v těžišti klopný moment, v jehož důsledku se zařízení zhoupne okolo středového bodu rotace o určitý úhel.

Kontrolovány jsou dva pracovní režimy. Okamžik prázdného efektoru a okamžik při přemísťování nejtěžšího svitku. V těchto případech budou těžiště od osy řetězu totiž v nejvzdálenějších polohách, což způsobí největší zhoupnutí. V důsledku toho bude zapotřebí o něco vyšší uchopovací síla. Jelikož jsou mé spočtené značně naddimenzované, budou pořád stačit.

#### Prázdný efektor

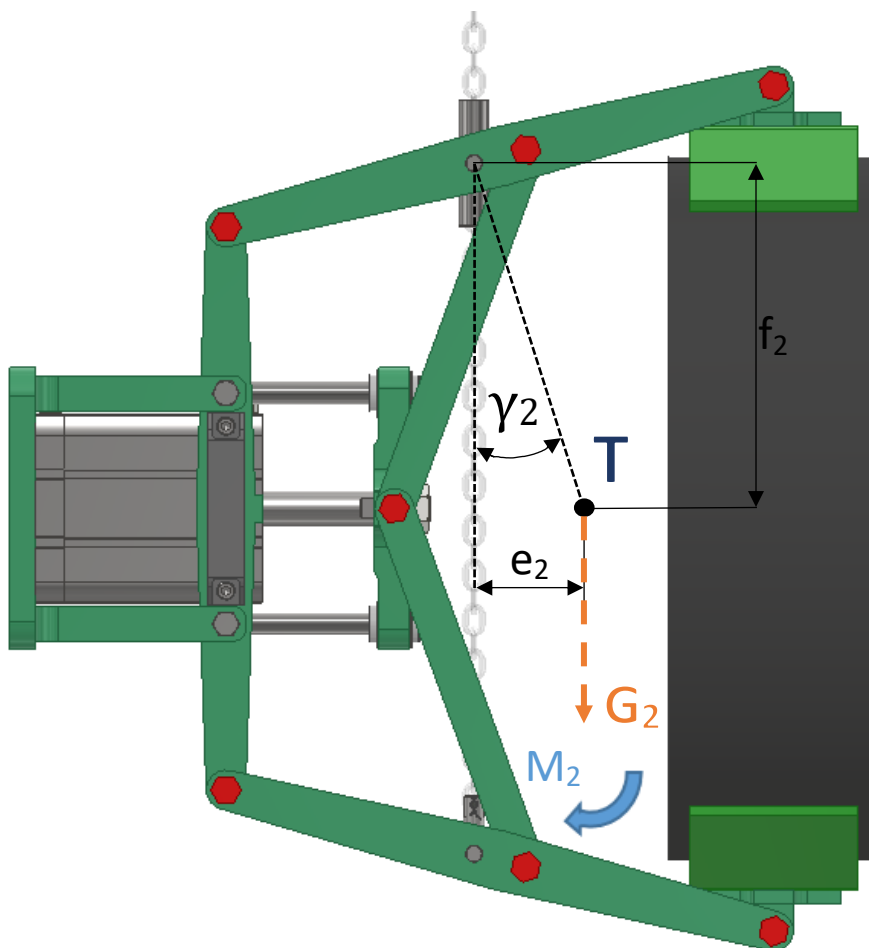


Obr. 37 Graficky stanovený úhel natočení prázdného uchopovače

Poloha těžiště byla vypočtena Inventorem. V těžišti  $T$  působí tíha uchopovače  $G_1$ , která na rameni  $e_1$  vyvolává klopný moment  $M_1$ . Úhel zhoupnutí znázorňuje  $\gamma_1$ . V okamžiku přesunutí těžiště do osy řetězu se bude už sestava chovat stabilně. Výpočetně se úhel  $\gamma_1$  získá z rovnice (36):

$$\gamma_1 = \arctg\left(\frac{e_1}{f_1}\right) = \arctg\left(\frac{63,7}{247,1}\right) = 14,3^\circ \quad (36)$$

#### Přemísťování 40 kg zátěže



Obr. 38 Graficky stanovený úhel natočení uchopovače při přemísťování nejtěžšího svitku

$$\gamma_2 = \arctg\left(\frac{e_2}{f_2}\right) = \arctg\left(\frac{78}{244,5}\right) = 17,7^\circ \quad (37)$$

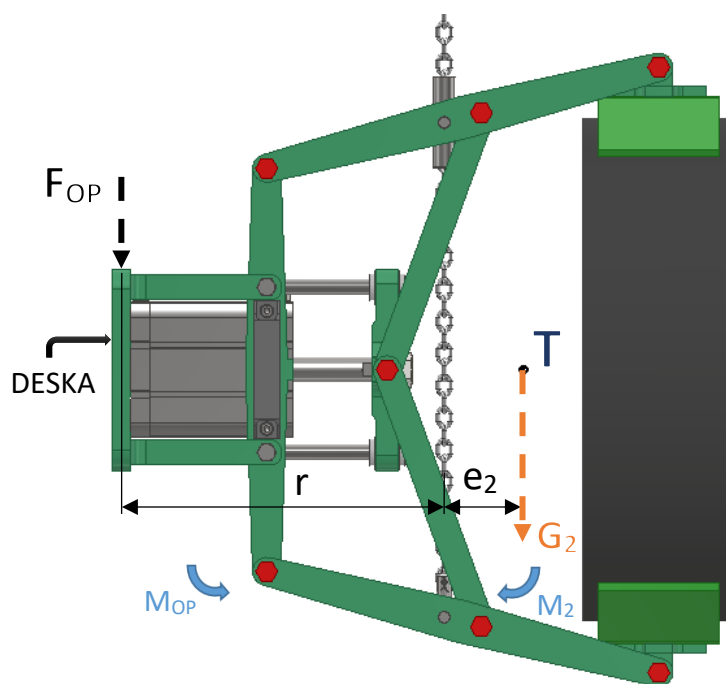
V případě prázdného efektoru bude dle grafiky i výpočtu úhel jeho naklonění okolo  $14^\circ$ . Pro obsluhu by takový stav neměl činit žádný problém, naopak by měl být během zajíždění spodní čelisti pod svitek nápomocný.

V případě přemísťování 40ti kilogramového svitku bude opačný směr náklonu činit zhruba  $18^\circ$ , což je pořád pro manipulaci akceptovatelné. V závěrečné fázi manipulace bude však obsluha muset efektor vyrovnat kvůli nasazení svitku na hřídel (obr. 40 d). K vyrovnávání dojde za předpokladu anulace momentového účinku  $M_2$ , kdy by k získání tohoto stavu teoreticky mohla být v praxi nápomocná horní plocha desky, jak vyobrazuje schéma níže. Požadovaná síla operátorova zatlačení na tuto desku by byla:

$$\begin{aligned}\sum M_i &= 0 = M_2 - M_{OP} \\ M_2 &= M_{OP} \\ G_2 \cdot e_2 &= F_{OP} \cdot r \\ \hookrightarrow F_{OP} &= \frac{G_2 \cdot e_2}{r} = \frac{(m_e + m_s) \cdot g \cdot e_2}{r} = \frac{(37,5 + 40) \cdot 9,81 \cdot 0,078}{0,3206} = \mathbf{185\,N} \\ &\cong 18,9\,kg\end{aligned}\tag{38}$$

Kde:  $m_e$  ... celková hmotnost efektoru [kg]

$m_s$  ... hmotnost inkriminovaného svitku [kg]



Obr. 39 Momentová rovnováha



Člověk obsluhující manipulátor bude muset působit na desku silou 185 N, což je po přepočtu na hmotnost cca 19 kg. Vzhledem ke směru tlačení může efektivně využívat své váhy, tudíž uvedená potřebná síla by neměla pro něj činit problém. Kdyby byl však tento způsob dostávání zařízení do vodorovné roviny nevyhovující, doporučuji k desce namontovat sklopnou rukojeť.

### Ukázka poloh efektoru při předpokládaném postupu manipulace v provozu

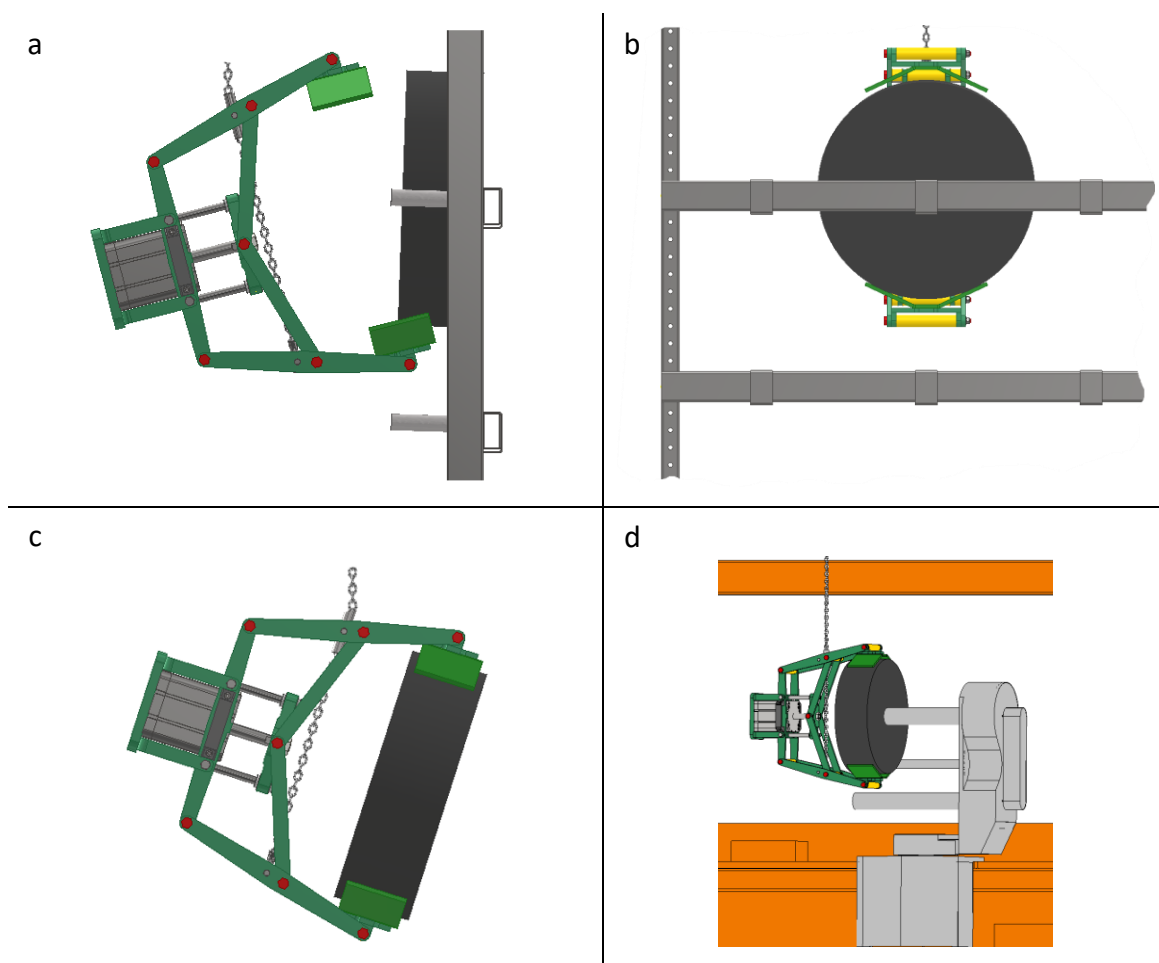
Pro lepší přehlednost je vyjma posledního obrázku kabina stroje zneviditelná.

Obr. 40 a – najetí spodní čelisti efektoru pod svitek umístěného na stojanu

Obr. 40 b – srovnání efektoru se svitkem a to navíjením řetězu, následuje upnutí svitku

Obr. 40 c – sejmutí svitku ze stojanu, otočení efektoru o 90° a jeho dopravení k hřídeli

Obr. 40 d – vyrovnaní a nasunutí svitku na hřídel



Obr. 40 Polohy manipulátoru v provozu

### 3.3 Volba kladkostroje a návrh nosníku

Zvedání, spouštění či podélné přemísťování efektoru bude zajišťovat kladkostroj. Základním kritériem pro jeho volbu je nosnost. Za současného kladení důrazu na co nejpríjemnější užívání celého manipulátoru vychází jako vhodné řešení využití elektrického pohonu. A to jak u zdvihového, tak pojezdového mechanismu. Ze zmíněných důvodů doporučuji použít řetězový kladkostroj s elektrickým pojezdem a s nosností 250 kg, například od německé firmy LIFTKET s modelovou řadou STAR. Konkrétní typ tohoto kladkostroje by potom nesl označení 030/65.



Obr. 41 Kladkostroj LIFTKET STAR [15]

Pozn. 3D model na celkové sestavě nereflektuje zvolený kladkostroj, je stejně jako tento přiložený obrázek pouze ilustrační.

V reakci na zvolený typ kladkostroje přikládám v tabulce 4 ty nejpodstatnější technická specifikata odečtená z katalogu. Všechny údaje jsou pak k dispozici v příloze.

Tabulka 4 Parametry kladkostroje LIFTKET STAR 030/65

Parametr		Hodnota	Jednotka
Hmotnost		42	[kg]
Výška zdvihu		3	[m]
Nosnost		0,25	[t]
Šířka nosníku		110-200	[mm]
Frekvence		50	[Hz]
Rychlost pojezdu		5+20	[m/min]
Řetěz		5x15	[mm]
Rychlost zdvihu		8/2	[m/min]
Rozměry	výška	406	[mm]
	šířka	212	
	hloubka	412	

Pozn: Pokud by byl mnou představený návrh celého zařízení přetaven do praxe a zároveň by nebyl použit zde doporučený kladkostroj, je příhodné dodržet stanovenou nosnost a též si dát pozor na rozměr šířky řetězu, neboť na něj je v přímé souvislosti navržena trubka, která by se musela v případě jiného řetězu kladkostroje vhodně pozměnit.

Součástí kladkostroje je samozřejmě i nosný hák, který však nebude k zavěšení efektoru využit. Z toho plyne jeho potřebná demontáž. Nejjednodušší způsob s nejmenšími komplikacemi by samozřejmě představovalo jeho rozebíratelné spojení. Je ale možné, že hák rozebrat a sundat nepůjde. V takovém případě by muselo dojít k rozřezání posledního článku řetězu nad hákem. Tímto destruktivním zásahem by se však pravděpodobně ztratila možnost nároku na případnou reklamaci zařízení při jakékoliv jeho poruše. S tímto je nutné počítat. Je proto na zvážení, jestli by v takovém případě nakonec nebylo lepší z kladkostroje vyjmout celý celek (háček plus řetěz) a nahradit ho pouze novým, stejným řetězem. Po absenci háku se poslední očko článku řetězu využije k připevnění efektoru.

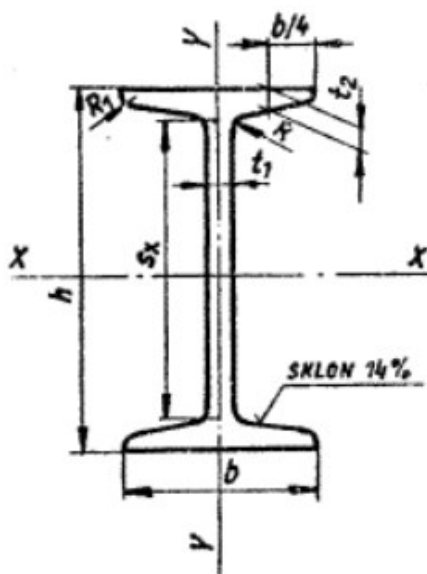
### 3.3.1 Stanovení nosníku

Volím I profil ČSN 42 5550 o výšce  $h = 120$  mm. Šířka pojezdu (kol) se dá na stanovený nosník seřadit. Průřez tvaru I se vyznačuje vysokou tuhostí v zátěžném směru, přesto ale pro informaci spočítám velikost jeho maximálního možného průhybu, který vznikne v okamžiku působení konstantní zátěže přesně uprostřed jeho délky. Taktéž v tomto místě vyjádřím vyskytlé napětí. Ke stanovení průhybu je vhodné užít odvozeného vzorce z Castiglianovy věty, vycházejícího z deformačních energií. Vztah pro průhyb v konkrétním místě je následovný:

$$w = \frac{1}{E \cdot J} \int_l M(x) \frac{\partial M(x)}{\partial F} dx \quad (39)$$

Kde:  $E$  ... modul pružnosti v tahu [Pa]. Pro ocel  $E = 210$  GPa

$J$  ... moment setrvačnosti průřezu [ $m^4$ ]. Zvolený nosník má dle strojnických tabulek moment setrvačnosti k příslušné ose ohybu ( $x$ )  $J_x = 328$  cm<sup>4</sup> [2].

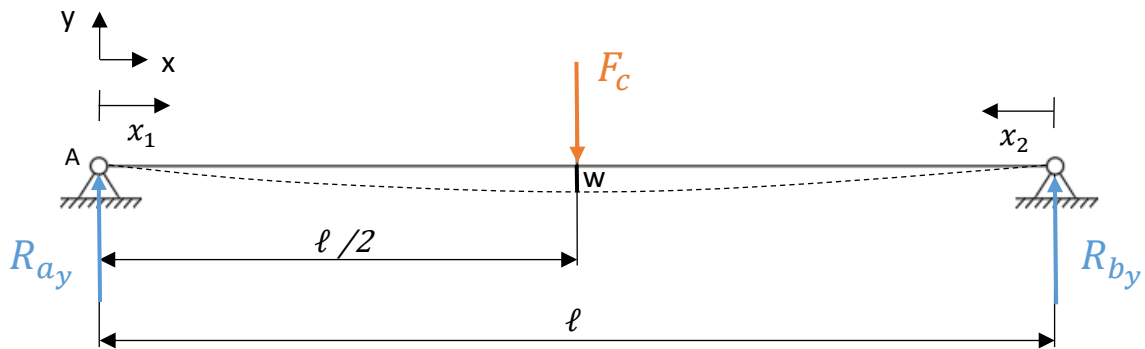


Obr. 42 Průřez nosníku [17]

$M(x)$  ... moment [Nm]

$\frac{\partial M(x)}{\partial F}$  ... parciální derivace momentu podle síly, která působí v počítaném místě [-]

$\ell$  ... délka, přes kterou se integruje [m]

**Schéma uložení nosníku**

Obr. 43 Schéma zatížení nosníku

Již ze schématu je patrné, že reakce v podpěrách budou stejně velké a poloviční celkové zátěžné síle  $F_c$ , která může nosník namáhat. Beru v úvahu velikost rovnou maximální nosnosti kladkostroje i s přičtením jeho vlastní hmotnosti a taktéž hmotnosti samotného nosníku (tedy 250 + 42 + 47 kg), což představuje sílu  $F_c = 3\,326\text{ N}$ . Je jasné, že počítám s nadsazenou hodnotou. Síly (reakce) v ose  $x$  nebudou působit na podpěry žádné. Délka nosníku  $\ell = 4,2\text{ m}$ .

**Výpočet reakcí**

$$\begin{aligned} \sum F_{i_y} = 0 &= R_{a_y} + R_{b_y} - F_c \\ \sum M_{i_A} = 0 &= R_{b_y} \cdot \ell - F_c \cdot \frac{\ell}{2} \rightarrow R_{b_y} = \frac{F_c}{2} = \frac{3\,326}{2} = 1\,663\text{ N} \end{aligned} \quad (40)$$

Dosazením vyjádřené reakce  $R_{b_y}$  do silové rovnice rovnováhy dostaneme:

$$\begin{aligned} R_{a_y} &= -R_{b_y} + F_c = -\frac{F_c}{2} + F_c = \frac{F_c}{2} \\ R_{a_y} &= \frac{F_c}{2} = \frac{3\,326}{2} = 1\,663\text{ N} \end{aligned} \quad (41)$$

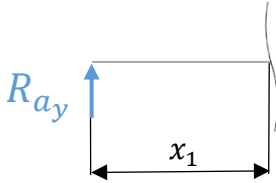
**Vyjádření úseků**

Dva úseky, dva intervaly:  $x_1 \in \langle 0, \ell/2 \rangle$ ;  $x_2 \in \langle 0, \ell/2 \rangle$ .

Volený je každý z jiné strany.

**Určení momentů na libovolném místě daných úseků a jejich parciální derivace podle síly**

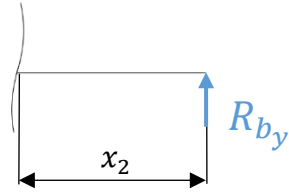
$$x_1 \in < 0, \ell/2 >$$



$$M(x_1) = R_{ay} \cdot x_1 = \frac{F_c}{2} \cdot x_1$$

$$\frac{\partial M(x_1)}{\partial F_c} = \frac{1}{2} \cdot x_1$$

$$x_2 \in < 0, \ell/2 >$$



$$M(x_2) = R_{by} \cdot x_2 = \frac{F_c}{2} \cdot x_2$$

$$\frac{\partial M(x_2)}{\partial F_c} = \frac{1}{2} \cdot x_2$$

**Dosazení do vzorce (39) a výpočet maximálního průhybu**

$$w = \frac{1}{E \cdot J} \int_{\ell} M(x) \frac{\partial M(x)}{\partial F} dx$$

$$w = \frac{1}{E \cdot J_x} \left[ \int_0^{\ell/2} \left( \frac{F_c}{2} \cdot x_1 \right) \cdot \frac{1}{2} \cdot x_1 dx_1 + \int_0^{\ell/2} \left( \frac{F_c}{2} \cdot x_2 \right) \cdot \frac{1}{2} \cdot x_2 dx_2 \right]$$

$$w = \frac{1}{E \cdot J_x} \left( \int_0^{\ell/2} \frac{F_c}{4} \cdot x_1^2 dx_1 + \int_0^{\ell/2} \frac{F_c}{4} \cdot x_2^2 dx_2 \right)$$

(42)

$$w = \frac{1}{E \cdot J_x} \cdot \left( \frac{F_c}{4} \cdot \left[ \frac{x_1^3}{3} \right]_0^{\ell/2} + \frac{F_c}{4} \cdot \left[ \frac{x_2^3}{3} \right]_0^{\ell/2} \right)$$

$$w = \frac{1}{E \cdot J_x} \cdot \left\{ \frac{F_c}{4} \cdot \left[ \frac{\left( \frac{\ell}{2} \right)^3}{3} - 0 \right] + \frac{F_c}{4} \cdot \left[ \frac{\left( \frac{\ell}{2} \right)^3}{3} - 0 \right] \right\}$$

$$w = \frac{F_c}{6 \cdot E \cdot J_x} \cdot \left( \frac{\ell}{2} \right)^3 = \frac{3 \ 326}{6 \cdot 210 \cdot 10^9 \cdot 328 \cdot 10^{-8}} \cdot \left( \frac{4,2}{2} \right)^3 = 7,4 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 7,4 \text{ mm}$$

Nosník I 120 se na délce 4,2 m může prohnut při pověšené zátěži 292 kg maximálně o 7,4 mm.

**Výpočet vzniklého napětí v místě maximálního průhybu**

$$\sigma_{o_{max}} = \frac{M_{o_{max}}}{W_o} = \frac{M_{o_{max}}}{J_x} \cdot z_{max} = \frac{R_{ay} \cdot \frac{\ell}{2}}{J_x} \cdot \frac{h}{2} = \frac{1\,432,5 \cdot \frac{4\,200}{2}}{328 \cdot 10^4} \cdot \frac{120}{2} = 55 \text{ MPa} \quad (43)$$

Kde  $z_{max}$  je maximální vzdálenost krajního vlákna od těžiště na ose  $y$

Méně jakostní materiál 11 373, ze kterého se I profily vyrábí, má dovolené napětí v ohybu při statickém zatížení dle tabulek [2]  $\sigma_D = 110 \text{ MPa}$ . Porovnání:  $55 < 110 \rightarrow$  nosník vyhovuje.

**3.3.2 Experimentální simulace chování řetězu**

Kvůli přesného umístění nosníku, a tudíž i efektoru do pracovního prostoru kabiny, je potřeba znát způsob vychýlení řetězu při skutečném zavěšení efektoru. Abych si svou úvahu o jeho chování ověřil, zhotovil jsem si doma zjednodušenou maketu a nechal ji zatížit tak, aby se naklonila dozadu přibližně jako reálná navržená konstrukce v praxi. Přesně jak jsem předpokládal, je řetěz od kladkostroje až po vodící trubku svislý a v ní se teprve láme pod určitým úhlem. Dané vychýlení má na vědomí právě vyložené těžiště (jeho excentricita) od osy řetězu. Dá se vydedukovat, že řetěz bude vždy na daném úseku svislý, tedy jak u prázdného efektoru, tak při uchopení jakéhokoliv svitku.

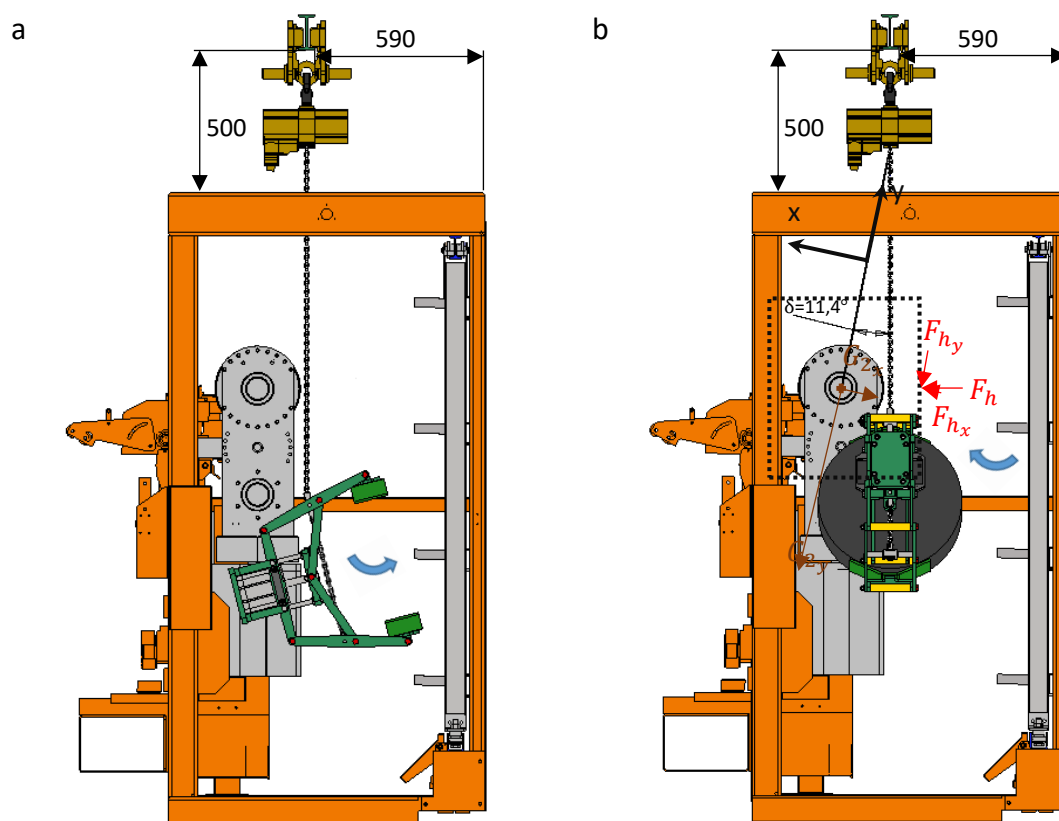


Obr. 44 Simulace řetězu

### 3.4 Nástavba a umístění manipulátoru na rám kabiny

Protože je volného prostoru nad kabinou neomezené množství, chtěl bych nosník umístit 500 mm nad horní rám stroje. Tím se zamezí vyčnívání kladkostroje do pracovního prostoru a možnému úrazu hlavy. Taktéž se dosáhne delšího řetězu, což se pozitivně projeví na snazším zhoupnutí efektoru nutnému k najetí pod svitek (obr. 45 a). Vzdálenost 590 mm I profilu od kraje rámu potom odráží ověřený výsledek experimentálního pokusu, kdy je tak zaručené, že se efektor do kabiny v jeho příčném směru akurátně vleze.

Zamýšlené příčné umístění mého kompletního zařízení by nemělo činit během podélného přemísťování svitku k hřídeli žádnou komplikaci (obr. 45 b). Místa je kolem něj z obou stran dostatek, i s přihlédnutím na mírně trčící cívky svitků z věšáků stojanu ven. Jediná potíž může pro operátora nastat při nasazování svitku na hřídel, která je takto vzdálená od osy řetězu 170 mm. Pokud si hřídel nenatočí, musí dojít ke zhoupnutí  $11,4^\circ$ , což vyžaduje vyvinutí docela velké síly. Konkrétní hodnota je vyjádřena ve vzorci (44).



Obr. 45 Zhoupnutí efektoru

a – zhoupnutí potřebné k upnutí svitku

b – zhoupnutí potřebné k napasování svitku na hřídel



S narůstajícím úhlem  $\delta$  dochází vlivem zvyšující se složky tíhy i k exponenciálnímu nárůstu horizontální síly  $F_h$ . V konečné požadované pozici je jeho velikost:

$$\begin{aligned}\sum F_{i_x} &= 0 = F_{h_x} - G_{2_x} \\ F_h \cdot \cos(\delta) &= G_2 \cdot \sin(\delta) \\ \frac{F_h}{G_2} &= \frac{\sin(\delta)}{\cos(\delta)} = \operatorname{tg}(\delta) \\ \hookrightarrow F_h &= G_2 \cdot \operatorname{tg}(\delta) = (m_e + m_s) \cdot g \cdot \operatorname{tg}(\delta) = (37,5 + 40) \cdot 9,81 \cdot \operatorname{tg}(11,4) \\ F_h &= \mathbf{153,3\,N} \cong 15,6\,kg\end{aligned}\tag{44}$$

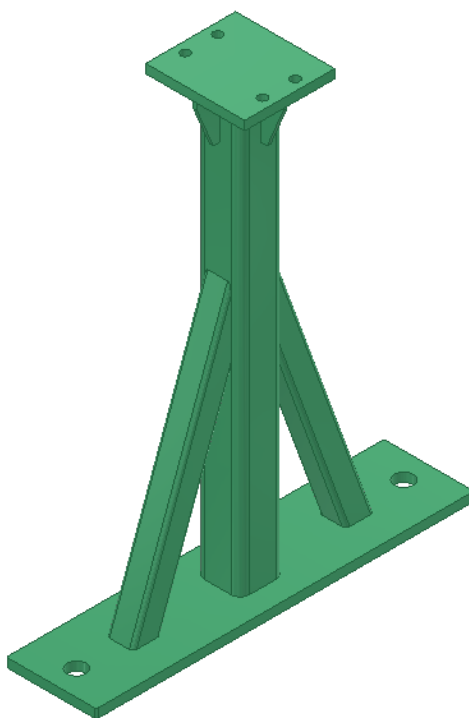
Průběh vynakládané síly v závislosti na úhlu vyosení je vyobrazen přehledným grafem. U malých úhlů není exponenciální nárůst křivky moc patrný:



Zatímco síla potřebná k najetí efektoru pod svítek před jeho uchopením nepřesáhne 40 N (cca 4 kg), k umístění svítka na hřídel bude muset obsluha po výškovém nastavení současně vynaložit dvě různé síly v prakticky na sebe kolmých směrech. K nasměrování efektoru bude zapotřebí z boku působit silou odpovídající zhruba 16ti kilům (ovšem pouze za předpokladu, že si operátor nenatočí hřídel blíže k řetězu, což lze a což se předpokládá, že tak bude činěno) a k jeho vyrovnaní do vodorovné roviny zase ze shora silou odpovídající téměř 19ti kilům. Až teprve následně by se teoreticky mohl na hřídel nasunout svítek do této doby uchopený v čelistech. Uvedené síly sice vypadají poněkud hrůzostrašně, ale ve skutečnosti by neměly být problémem.

### 3.4.1 Konstrukce nástavby (stojanu)

Svařenec stojanu se skládá z několika profilů. Základ celku tvoří podstavec z ploché tyče o tloušťce 10 mm. K němu je přivařený nosný profil, jenž je vyrobený z bezešvé čtvercové trubky o vnější straně čtverce 50 mm a tloušťky stěny 5 mm. Ukončený je nahoře nosnou deskou, vyztuženou ze všech stran žebry. Spodní část nosné trubky zase zesilují dva čtvercové tenkostěnné profily. Takto vzniklá konstrukce je dostatečně robustní a pevná na zakomponování do zamýšleného komplexu.

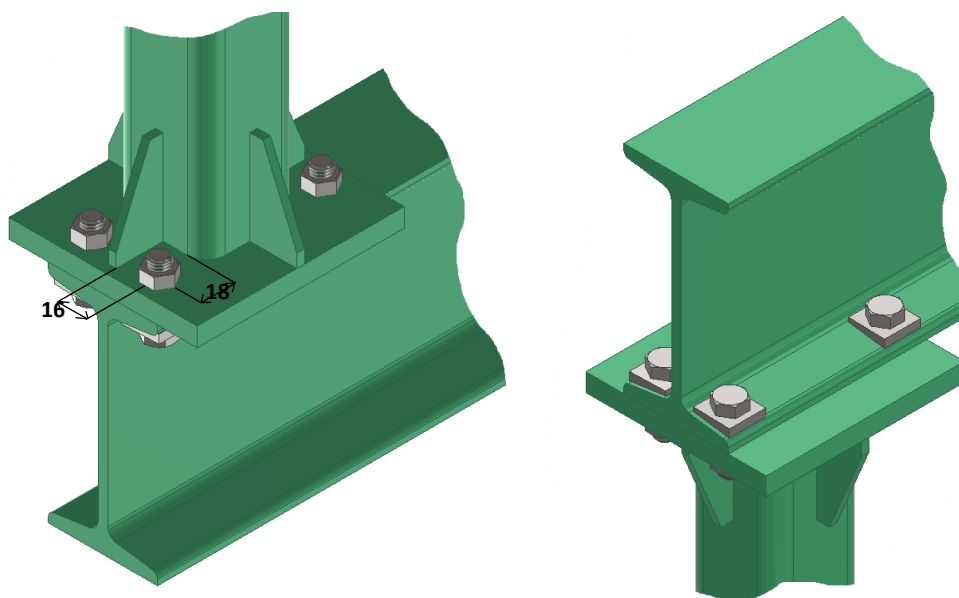


Obr. 46 Stojan

### 3.4.2 Spojení stojanu s nosníkem

Již na samotném počátku projektování jsem si dal za cíl vytvořit takové zařízení, které bude možné bez potíží rozebrat na co nejmenší počet dílců. Z tohoto důvodu využiji ke spojení stojanu s nosníkem rozebíratelného šroubového spojení. Na obou koncích nosníku se nachází čtyři šrouby M10x32 pevnostní třídy 8.8, celkově jich je tedy použito osm kusů. Protože jsem je prostrčil skrz přírubu I profilu, není při daném provedení okolo hlavy šroubu, ale i matic moc místa. K jejich dotažení tak bude zapotřebí použít buďto očkový

klíč, nebo ráčnu a nástrčnou hlavici. Tyto nářadí se prezentují kompaktními rozměry, což umožní, že se i přes použitý koutový svar s charakteristickým označením a2 do stísněného prostoru vlezou, takže je bude možné nasadit na matice a všechny šrouby dotáhnout.



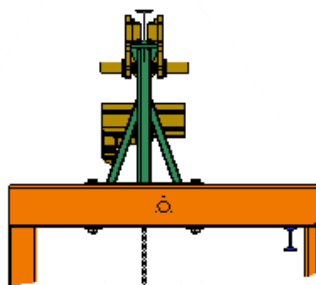
Obr. 47 Prostor k utažení matice (vlevo)

Pod hlavami šroubů jsou vloženy zkosené podložky přímo určené pro profily. Jejich úkolem je eliminovat šikmou dosedací plochu pod hlavou šroubu. Je zřejmé, že pokud by nebyly použity, docházelo by vedle základního namáhání šroubu v tahu a krutu od utažení matice též vlivem právě šikmé plochy k enormnímu výskytu přidavného ohybového namáhání, což je u šroubů velmi nebezpečný jev, neboť značně snižují jeho únosnost a bezpečnost. Takto s jejich použitím bude jeho možný výskyt značně snížen na minimální, téměř na zanedbatelnou hodnotu. Nicméně s jeho možným výskytem počítám (kontaktní plocha nemusí a pravděpodobně ani nebude dokonale rovinná) a do sestavného výkresu tak předepisuji utahovací moment, jenž se odvíjí od velikosti a pevnosti aplikovaného šroubu, s dostatečnou bezpečnostní rezervou na  $M_u = 35 \text{ Nm}$ . Proti případným uvolnění šroubů doporučuji použít opět samozjistící matice.

Na konce nosníku by bylo dobré namontovat pryžové dorazy pro kladkostroj.

### 3.4.3 Připevnění celkového zařízení na rám kabiny

Osazení a ukotvení kompletní sestavy manipulátoru na rám kabiny bude opět zajištěno šrouby, tentokrát ale velikostí M20x180. Vyvrtanými otvory, které musí svým umístěním korespondovat s obrázkem 45, se šrouby prostrčí přes celý příčný rám a poté, co se zespodu navlečou velké podložky dle normy DIN 9021, se zajistí a přitáhnou maticemi. Ty opět doporučuji použít samojísné. Velkoplošné podložky jsem navrhl z důvodu lepšího rozložení tlaku na rám, který vznikne po utažení spoje.



Obr. 48 Detail ukotvení celkového zařízení

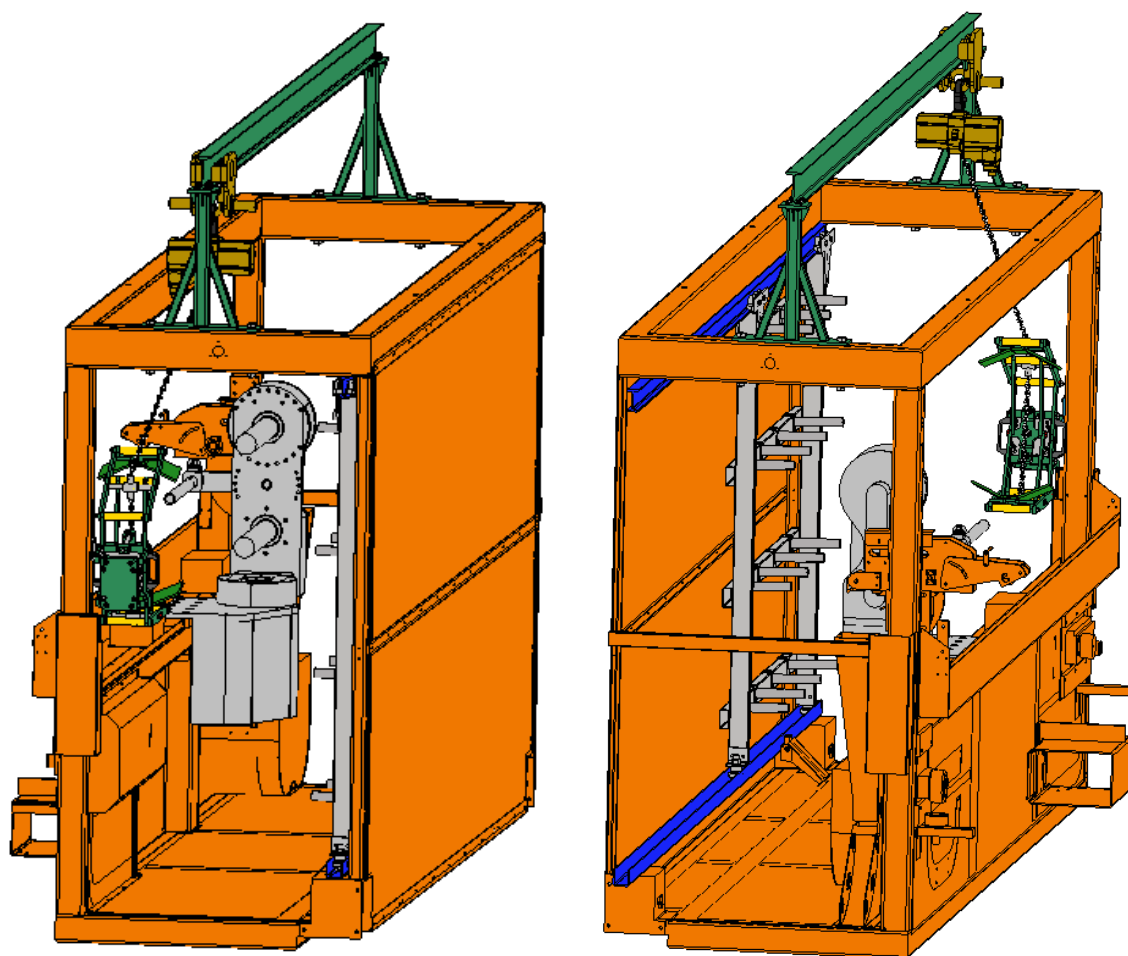
Finální podoba mého navrženého zařízení je patrná z obrázku 49.



Obr. 49 Sestava zařízení pro manipulaci se svitky

### 3.5 Zajištění efektoru během jeho nepoužívání

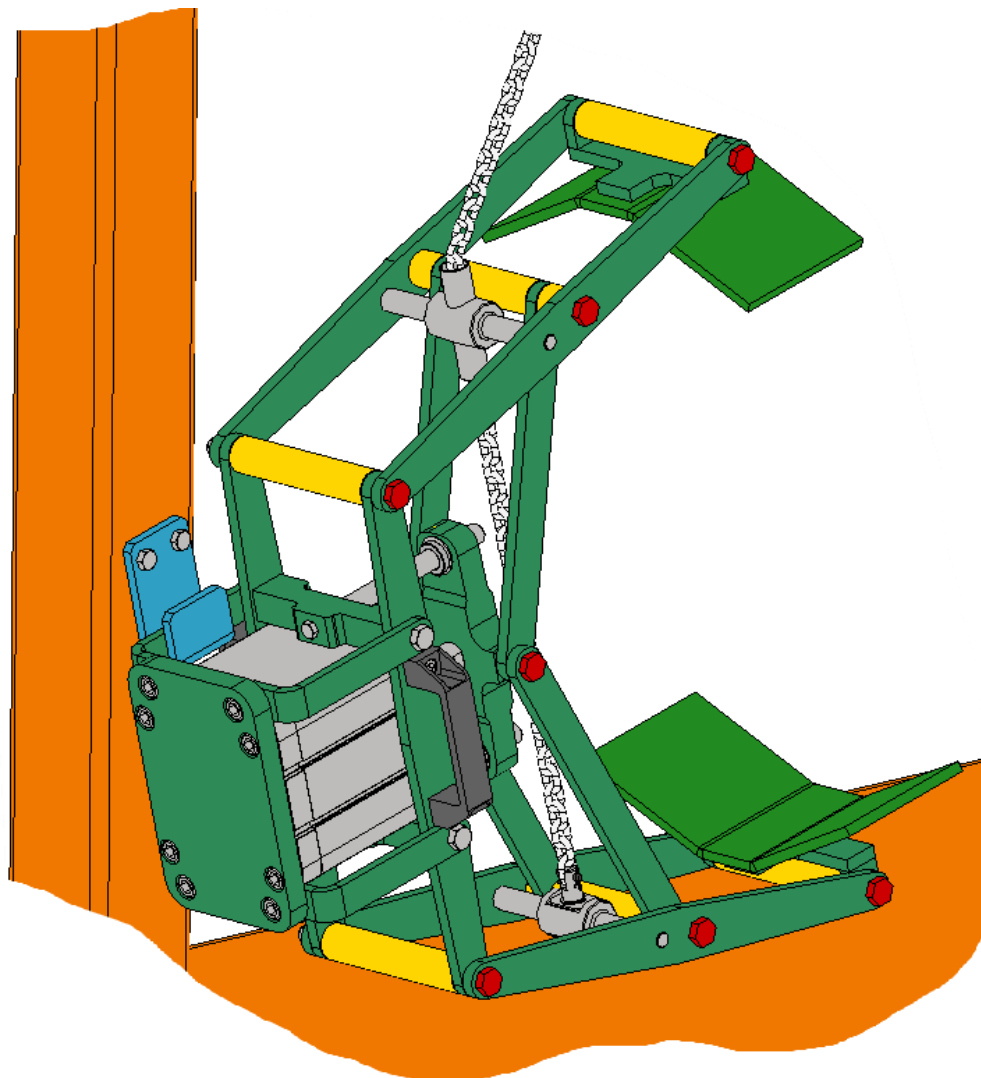
Ve chvíli, kdy se nebude manipulovat se svítky, bude efektor odstaven tak, aby v kabině nepřekážel, a zároveň byl bezpečný vůči obsluze. Tím se vylučuje jeho pokládání na podlahu, ale i zavěšení těsně pod kladkostroj, neboť tyto řešení nejsou z hlediska bezpečnosti ideální. Asi nejlepší variantu dle mého názoru představuje uložení efektoru nad úroveň pasu obsluhy. V této výšce jsem se ho potom rozhodl umístit ke sloupu kabiny, neboť takto bude zasahovat do pracovního prostoru pouze minimálně, jak je vidno z obrázku 50. Konkrétní ukotvení vznikne tím, že se efektor nasadí na šikmo umístěný háček, čímž se zamezí jeho rozhoupání během pojezdu kabiny, hlavně tedy při její akceleraci, a to ať už kladné (zrychlování), či záporné (brzdění). Háček by bylo dobré potáhnout gumou pro zamezení poškrábání kontaktní plochy efektoru, není ale nutností.



Obr. 50 Poloha odstavení efektoru během jeho nepoužívání

Vlevo pohled zezadu kabiny, vpravo pohled zepředu (vstup do kabiny)

Detail zavěšení efektoru na možnou, pouze vizualizovanou podobu háčku (tyrkysově modrá barva) vyobrazuje obrázek 51. Aby se efektor dostal do požadované pozice, bude zapotřebí síla nepřesahující 140 N.

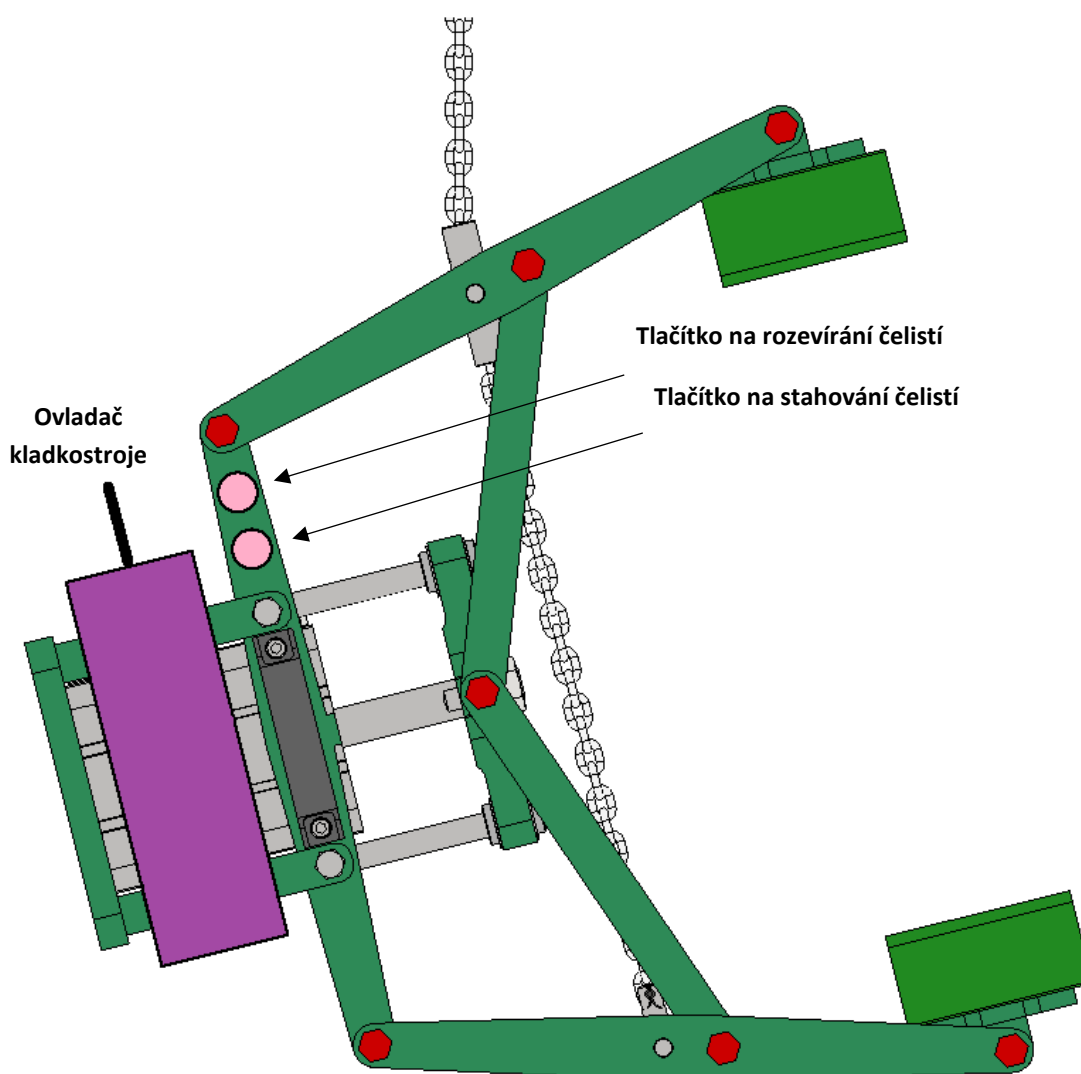


Obr. 51 Zavěšení efektoru na háček

### 3.6 Umístění ovládacích prvků

Ovládací prvky (ovladač kladkostroje a páčka či tlačítko k řízení rozváděče ovládající čelisti) musí být obsluze po ruce. Z tohoto důvodu by bylo dobré je přichytit ke konstrukci efektoru poblíž madla. Možné jejich uspořádání ukazuje obrázek 52. Přesné umístění se v praxi ale může lišit v závislosti na požadavcích a připomínkách obsluhy. Ostatní pneumatické prvky

potřebné k plynulému a příjemnému chodu zařízení (např. škrťací ventil, kterým by se určovala rychlost pohybu čelistí, nebo redukční ventil sloužící k redukci tlaku ve válci, a další) mohou být situovány i jinak.



Obr. 52 Možné umístění ovládacích prvků manipulátoru

## 4 Závěr

Na základě zadání bylo navrženo funkční řešení konstrukce manipulátoru určeného k manipulaci těžších svitků, jež na obsluhu vyvíjely neakceptovatelnou zátěž. Svým pojetím navržený manipulátor ulehčí práci a tím zvýší obsluhu komfort během pracovní doby. Velký důraz byl kladen na bezpečnost, a tak všechny použité součástky jsou naddimenzovány s dostatečnou rezervou.

V úvodu práce byla vypracována rešerše týkající se nejen vyjasnění pojmu manipulace, ale také dovolených hygienických limitů pro ruční manipulaci platných dle norem. Také se zabývala popsáním kladkostrojů, jelikož jeden je součástí mého návrhu.

Následovalo představení výrobní linky MBH hadic, pro kterou byla tato práce řešena. Během specifikace její funkce byl proveden rozbor vyvstalého problému, k jehož eliminaci následně vzniklo mnou navržené zařízení.

Pro zpřehlednění jsem konstrukční část rozdělil na jednotlivé uzly, a sice na návrh efektoru i se systémem spojení k řetězu, kladkostroje se současnou volbou nosníku a prvku uchycení sestavy k rámu stroje. Co se týče efektoru, na základě jeho optimalizované převodové funkce a potřebné uchopovací síly byl stanoven adekvátně silný pohon k pohánění čelistí. Jedná se o pneumatický válec, jehož bude snadné napájet všudypřítomným vzduchem. Poté, co byly všechny potenciálně rizikové součástky efektoru pevnostně zkontrolovány, byl řešen systém uchycení. Je sestaven tak, aby mimo jiné dokázal umožnit rotaci efektoru kolem osy zavěšení (řetězu). Jelikož při použití řetězu bude prakticky neustále docházet ke ztrátě stability efektoru, byly vyčísleny přesné úhly naklonění jak při jeho prázdném stavu, tak při přemísťování nejtěžšího svitku. Jedná se o nejvyšší hodnoty náklonu, které v praxi nastanou. Následoval vhodný výběr kladkostroje, na který byl poté stanoven také kompatibilní nosník. Jelikož k přesnému zakomponování sestavy do úzkého prostoru kabiny bylo zapotřebí stoprocentně znát chování řetězu, zhotovil jsem si doma k ověření své úvahy maketu. Výsledek vyšel tak, jak jsem očekával. Poslední část práce byla zaměřena na odstavení efektoru v okamžiku jeho nečinnosti a to tak, aby obsluha v kabině nepřekážel. Také byla nastíněna možná podoba připevnění ovládacích prvků k efektoru.

Součástí práce je i v příloze zpracována výkresová dokumentace sloužící k výrobě mého manipulátoru. Byly tedy splněny všechny požadavky a cíle zadání.



#### Poděkování:

Děkuji doc. Ing. Jiřímu Friesovi, Ph.D. za cenné rady a pomoc při konzultacích během vypracovávání diplomové práce. Ze stejného důvodu taktéž děkuji Ing. Tomáši Vitáskovi. Firmě Semperflex Optimit s.r.o. potom za poskytnutí tématu a umožnění ho zpracovat.

## 5 Literatura

### Tištěné zdroje

- [1] KŘÍŽ, Rudolf a Josef TRČKA. Tabulky materiálů pro strojírenství. I. [část], Kovové materiály - železné kovy. Ostrava: Montanex, 1999. ISBN 80-85780-92-5.
- [2] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.

### Internetové zdroje:

- [3] POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava [online]. [cit. 14.9.2020]. Dostupné z: [http://www.342.vsb.cz/pol25/Polak\\_DaMZ\\_1\\_NP.pdf](http://www.342.vsb.cz/pol25/Polak_DaMZ_1_NP.pdf)
- [4] FSI FÓRUM • Obsah [online]. Copyright © [cit. 21.04.2021]. Dostupné z: [http://www.fsiforum.cz/upload/soubory/databaze-predmetu/ETM/ETM\\_souhm\\_ke\\_zkousce.pdf](http://www.fsiforum.cz/upload/soubory/databaze-predmetu/ETM/ETM_souhm_ke_zkousce.pdf)
- [5] ŠTEKER, Karel. NÁVRH ZDVIHACÍHO ZAŘÍZENÍ PRO MALÝ RODINNÝ PIVOVAR [online]. Praha, 2019 [cit. 2020-10-03]. Dostupné z: <file:///C:/Users/vitez/Downloads/F2-BP-2019-Steker-Karel-Navrh%20zdvihaciho%20zarizeni%20pro%20maly%20rodinny%20pivovar.pdf>
- [6] Kladkostroje. Vyvozují zvedací sílu max. do 10 t, a to při proměnlivém zdvihu. – PDF Free Download. [online]. Copyright © DocPlayer.cz [cit. 02.10.2020]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/20468472-Kladkostroje-vyvozuj-zvedaci-silu-max-do-10-t-a-to-pri-promenlivem-zdvihu.html>
- [7] VALACH, Petr. DIFERENCIÁLNÍ KLADKOSTROJ [online]. Brno, 2014 [cit. 2020-10-03]. Dostupné z: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=85776](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=85776)
- [8] Ruční manipulace s břemeny | CIVOP - váš specialista na bezpečnost práce. [online]. Copyright © 1993 [cit. 02.10.2020]. Dostupné z: <https://www.civop.cz/rucni-manipulace-s-bremen/>
- [9] DOPRAVNÍ PROSTŘEDKY, STROJE PRO DOPRAVU A MONTÁŽ Studijní texty pro III. ročník obor vzdělání: H/01 STROJNÍK - PDF Free Download. [online]. Copyright © DocPlayer.cz [cit. 21.04.2021]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/5853436-Dopravni-prostredky-stroje-pro-dopravu-a-montaz-studijni-texty-pro-iii-rocnik-obor-vzdelani-23-65-h-01-strojnικ.html>

- 
- [10] kladkostroj, elektrický kladkostroj, řetězový kladkostroj, profesionální | Tor Industries. [online]. Copyright © 2020 TOR INDUSTRIES s.r.o. Všechna práva vyhrazena [cit. 11.10.2020]. Dostupné z: [https://tor-industries.cz/cs/elektricke-kladkostroje/248-elektricky-retezovy-kladkostroj-hhbd-5t-6m-380v-4620034473821.html?SubmitCurrency=1&id\\_currency=1&gclid=EAlalQobChMI4Zz8hMSs7AIV7d3ChOKowvcEAYYAyABEgKABfD\\_BwE](https://tor-industries.cz/cs/elektricke-kladkostroje/248-elektricky-retezovy-kladkostroj-hhbd-5t-6m-380v-4620034473821.html?SubmitCurrency=1&id_currency=1&gclid=EAlalQobChMI4Zz8hMSs7AIV7d3ChOKowvcEAYYAyABEgKABfD_BwE)
- [11] kladkostroj, elektrický kladkostroj, řetězový kladkostroj, profesionální | Tor Industries. [online]. Copyright © 2020 TOR INDUSTRIES s.r.o. Všechna práva vyhrazena [cit. 13.10.2020]. Dostupné z: <https://tor-industries.cz/cs/elektricke-a-rucni-kladkostroje/166-elektricky-retezovy-kladkostroj-hhbd-1t-6m-380v-se-zavesnym-hakem-4630034065636.html>
- [12] Konstrukční návrh efektoru pro manipulaci. [online]. Dostupné z: [http://file:///C:/Users/vitez/Downloads/Program-2-Konstruk%C4%8Dn%C3%AD-n%C3%A1vrh-efektoru-pro-manipulaci%20\(3\).pdf](http://file:///C:/Users/vitez/Downloads/Program-2-Konstruk%C4%8Dn%C3%AD-n%C3%A1vrh-efektoru-pro-manipulaci%20(3).pdf)
- [13] SKAŘUPA, Jiří. Průmyslové roboty a manipulatory. Ostrava: VŠB-TUO, 2007. [online]. [cit. 16.02.2021]. Dostupné z: [http://www.elearn.vsb.cz/archivcd/FS/PRM/Text/Skripta\\_PRaM.pdf](http://www.elearn.vsb.cz/archivcd/FS/PRM/Text/Skripta_PRaM.pdf)
- [14] FESTO: Válce dle norem ADN/AEN, ISO 21287 [online]. [cit. 16.02.2021]. Dostupné z: [https://www.festo.com/cat/cs\\_cz/data/doc\\_cs/PDF/CZ/ADN\\_CZ.PDF](https://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_cs/PDF/CZ/ADN_CZ.PDF)
- [15] LIFTKET V ZASTOUPENÍ MIXÁNEK s.r.o.: Kladkostroje LIFTKET STAR [online]. Dostupné z: <http://Kladkostroje LIFTKET STAR>
- [16] MATEZA: Jednosměrná axiální kuličková ložiska [online]. [cit. 22.04.2021]. Dostupné z: [file:///C:/Users/vitez/Downloads/010105%20\(2\).pdf](file:///C:/Users/vitez/Downloads/010105%20(2).pdf)
- [17] ČSN 42 5550 (425550) - Náhled normy. Náhledy technických norem [online]. Dostupné z: <https://nahledy.normy.biz/n.php?i=3957>

#### **Použitý software:**

Microsoft Office Word

Autodesk Inventor Professional 2020

Autodesk AutoCAD 2020

Malování

## 6 Seznam příloh

### PŘÍLOHA A - výkresy

Druh výkresu:	Název výkresu:	Číslo výkresu:	Formát:
Sestavný výkres	Sestava manipulátoru	FIL0113 – DP	A1
Podsestava	Sestava efektoru	FIL0113 – DP – 1	A0
Výrobní výkres	Lať	FIL0113 – DP – 1 – 01	A4
Výrobní výkres	Úchyt	FIL0113 – DP – 1 – 02	A4
Výrobní výkres	Srdce	FIL0113 – DP – 1 – 03	A4
Výrobní výkres	Deska	FIL0113 – DP – 1 – 04	A4
Výrobní výkres	L Příčnick	FIL0113 – DP – 1 – 05	A4
Výrobní výkres	Příčnick	FIL0113 – DP – 1 – 06	A4
Výrobní výkres	Táhlo	FIL0113 – DP – 1 – 07	A4
Výrobní výkres	Čep větší	FIL0113 – DP – 1 – 08	A4
Výrobní výkres	Mezikus	FIL0113 – DP – 1 – 09	A4
Výrobní výkres	Mezikus 2	FIL0113 – DP – 1 – 10	A4
Výrobní výkres	Mezikus 3	FIL0113 – DP – 1 – 11	A4
Výrobní výkres	Mezikus 4	FIL0113 – DP – 1 – 12	A4
Výrobní výkres	Mezikus 5	FIL0113 – DP – 1 – 13	A4
Výrobní výkres	Čep menší	FIL0113 – DP – 1 – 14	A4
Podsestava	Svařenec	FIL0113 – DP – 1 – 15	A3
Výrobní výkres	Držák čelistí	FIL0113 – DP – 1 – 15 – 1	A4
Výrobní výkres	Příčnick držáku	FIL0113 – DP – 1 – 15 – 2	A4
Výrobní výkres	Čelist	FIL0113 – DP – 1 – 15 – 3	A4
Podsestava	Svařenec vedení	FIL0113 – DP – 1 – 16	A4
Výrobní výkres	Osa horní	FIL0113 – DP – 1 – 16 – 1	A4
Výrobní výkres	Trubka	FIL0113 – DP – 1 – 16 – 2	A4
Podsestava	Sestava uchycení	FIL0113 – DP – 1 – 17	A3
Výrobní výkres	Osa spodní	FIL0113 – DP – 1 – 17 – 1	A4
Výrobní výkres	Nosná tyč	FIL0113 – DP – 1 – 17 – 2	A4

Výrobní výkres	Podložka	FIL0113 – DP – 1 – 17 – 3	A4
Podsestava	Svařenec nástavby	FIL0113 – DP – 2	A4
Výrobní výkres	Podstavec	FIL0113 – DP – 2 – 1	A4
Výrobní výkres	Nosný profil	FIL0113 – DP – 2 – 2	A4
Výrobní výkres	Výztuha	FIL0113 – DP – 2 – 3	A4
Výrobní výkres	Nosná deska	FIL0113 – DP – 2 – 4	A4
Výrobní výkres	Žebro	FIL0113 – DP – 2 – 5	A4
Výrobní výkres	Nosník	FIL0113 – DP – 3	A3

## PŘÍLOHA B – Katalog jednosměrného axiálního ložiska



spol. s r. o.

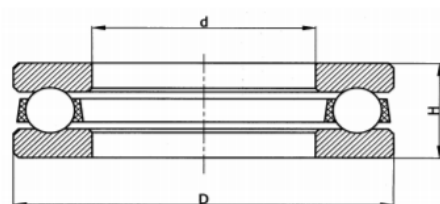
580 01 Havlíčkův Brod, Pod Kyjovskou 4166, tel.: 569 427 754, 774 732 027

619 00 Brno - Horní Heršpice, Kširova 263, tel.: 543 250 994, 774 732 029

586 01 Jihlava, Romana Havelky 306/19, tel.: 567 216 103, 774 732 028

### Kuličková ložiska

#### Jednosměrná axiální kuličková ložiska



d 3 - 40 mm										
Označení	d (mm)	Rozměry D (mm)	B (mm)	Dynamická únosnost C (kN)	Statická únosnost Co (kN)	Mezní únavo- vové zatížení P <sub>U</sub> (kN)	Součinitel mini- málního zatížení A	Referenční otáčky (1/min)	Mezní otáčky (1/min)	Hmotnost (kg)
<b>BA 3</b>	3	8	3,5	0,85	0,77	0,028	0,000003	26000	36000	0,0030
<b>BA 4</b>	4	10	4	1,25	1,20	0,044	0,000008	22000	30000	0,0030
<b>BA 5</b>	5	12	4	1,43	1,60	0,060	0,000013	20000	28000	0,0040
<b>BA 6</b>	6	14	5	1,99	2,28	0,085	0,000027	17000	24000	0,0040
<b>BA 7</b>	7	17	6	2,60	3,10	0,12	0,000050	14000	19000	0,0050
<b>BA 8</b>	8	19	7	3,32	4,05	0,15	0,000085	12000	17000	0,0070
<b>BA 9</b>	9	20	7	3,51	4,55	0,17	0,00011	12000	16000	0,010
<b>51100</b>	10	24	9	9,95	15,3	0,56	0,0012	9500	13000	0,020
<b>51200</b>	10	26	11	12,7	18,6	0,70	0,0018	8000	11000	0,030
<b>51101</b>	12	26	9	10,4	16,6	0,62	0,0014	9000	13000	0,022
<b>51201</b>	12	28	11	13,3	20,8	0,77	0,0022	8000	11000	0,034
<b>51102</b>	15	28	9	9,36	15,3	0,56	0,0012	8500	12000	0,023
<b>51202</b>	15	32	12	16,5	27	1	0,0038	7000	10000	0,046

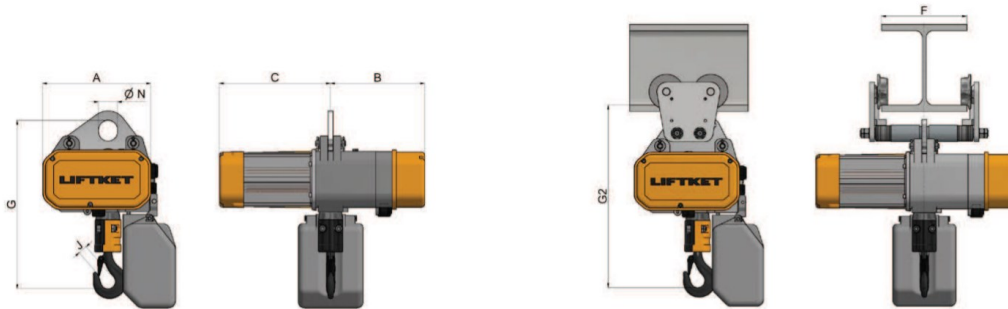
## PŘÍLOHA C – Katalog kladkostroje

## LIFTKET STAR

125 - 6.300 KG

Traglast [kg] Nosnost [kg]	ISO / FEM	Geschwindigkeit [m/min] Rychlost zdvihu [m/min]	Modell Typ	Lastkette [mm] Řetěz [mm]	ED [%] ED [%]	Schaltungen [S/h] Počet startů [S/h]	Leistung [kW] Výkon [kW]	Gewicht [kg] Hmotnost [kg]	Abmessungen [mm] Rozměry [mm]								Hakensgröße Velikost háku	Fahrwerkstyp Typ pojezdu	
		50 Hz	5 - 100 Hz				50 Hz	HH+3m; stacio.	A	B	C	G	G2	ø N	J	DIN 15401			
125	M7 / 4m	8		030/62	1/1	5,2x15	60	360	0,55	18	212	192	220	380	406	25	20	012	EFW 500
125	M7 / 4m	8/2		031/53	1/1	5,2x15	60/40	360	0,32/0,08	18	212	192	220	380	406	25	20	012	EFW 500
125	M6 / 3m		2-36	050/52 V	1/1	5,2x15	25	150	3,0	33	266	232	274	388	436	35	20	012	EFW 2000
250	M7 / 4m	4		030/65	1/1	5,2x15	60	360	0,37	18	212	192	220	380	406	25	20	012	EFW 500
250	M6 / 3m	8		030/64	1/1	5,2x15	50	300	0,55	18	212	192	220	380	406	25	20	012	EFW 500
250	M6 / 3m	8/2		031/51	1/1	5,2x15	50/25	300	0,32/0,08	18	212	192	220	380	406	25	20	012	EFW 500
250	M5 / 2m	12		030/50	1/1	5,2x15	60	240	0,55	18	212	192	220	380	406	25	20	012	EFW 500
250	M6 / 3m	12/3		051/52	1/1	5,2x15	40/25	240	0,55/0,12	33	266	232	274	388	436	35	20	012	EFW 2000
250	M6 / 3m	18/4,5		051/55	1/1	5,2x15	60/25	240	0,9/0,2	33	266	232	274	388	436	35	20	012	EFW 2000
250	M6 / 3m	24		050/52	1/1	5,2x15	60	240	1,1	33	266	232	274	388	436	35	20	012	EFW 2000
250	M6 / 3m		2-36	050/52 V	1/1	5,2x15	25	150	3,0	33	266	232	274	388	436	35	20	012	EFW 2000
500	M4 / 14m	4		030/54	1/1	5,2x15	40	240	0,37	18	212	192	220	380	406	35	20	012	EFW 2000

Technické údaje jsou přibližné a v důsledku technického vývoje se mohou měnit.



Elektrofahwerk	Rollfahwerk	Flanschbreite F [mm]	ø R [mm]	E [mm]	ø T [mm]	H [mm]	ø Z [mm]	N [mm]	ø Y [mm]	P [mm]	Gewicht Fahrwerk mit Fahrmotor I [kg]	Gewicht Rollfahwerk [kg]	Fahrgeschwindigkeit I 50 Hz [m/min]	Leistung Fahrmotor I 50 Hz [kW]	D bei Fahrmotor I [mm]	Fahrgeschwindigkeit II 50 Hz [m/min]	Leistung Fahrmotor II 50 Hz [kW]	D bei Fahrmotor II [mm]
Elektrický pojezd	Ruční pojezd	Šířka příruby F [mm]	ø R [mm]	E [mm]	ø T [mm]	H [mm]	ø Z [mm]	N [mm]	ø Y [mm]	P [mm]	Hmotnost pojezdu s motorem I [kg]	Hmotnost postrkového pojezdu [kg]	Rychlost pojezdu I 50 Hz [m/min]	Výkon motoru I 50 Hz [kW]	D pro motor I [mm]	Rychlost pojezdu II 50 Hz [m/min]	Výkon motoru II 50 Hz [kW]	D pro motor II [mm]
EFW 500	HFV 500	50-106	25	104	22	46	70	112	88	214	28	8	5-20	0,04/0,18	292	16	0,12	218
EFW 500	HFV 500	110-200	25	69	22	46	70	112	88	306	24	9	5-20	0,04/0,18	292	16	0,12	218
EFW 500	HFV 500	210-300	25	24	22	46	70	112	88	406	20	10	5-20	0,04/0,18	292	16	0,12	218
EFW 2000	HFV 2000	66-135	35	108	22	52	70	112	88	248	25	11	5-20	0,04/0,18	292	16	0,12	218
EFW 2000	HFV 2000	137-215	35	28	24	52	70	112	88	331	22	13	5-20	0,04/0,18	292	16	0,12	218
EFW 2000	HFV 2000	220-300	35	28	24	52	70	112	88	415	23	14	5-20	0,04/0,18	292	16	0,12	218
EFW 3200	HFV 3200	82-155	40	31	36	55	103	152	136	308	33	23	5-20	0,04/0,18	387			
EFW 3200	HFV 3200	137-215	40	31	28	55	103	152	136	364	35	25	5-20	0,04/0,18	387			
EFW 3200	HFV 3200	220-300	40	31	28	55	103	152	136	454	38	27	5-20	0,04/0,18	387			
EFW 6300	HFV 6300	82-155	50	44	35	64	122	191	160	345	71	49	4-16	0,06/0,25	410			
EFW 6300	HFV 6300	160-236	50	44	36	64	122	191	160	424	75	53	4-16	0,06/0,25	410			
EFW 6300	HFV 6300	230-310	50	44	36	64	122	191	160	496	78	56	4-16	0,06/0,25	410			
EFW 12500		140-230	65	76	49	79	150	256	203	424	115	-	4-16	0,12/0,55	429			
EFW 12500		220-310	65	76	49	79	150	256	203	504	121	-	4-16	0,12/0,55	429			

Technické údaje jsou přibližné a v důsledku technického vývoje se mohou měnit.

